Velocidade periférica exterior

Como $D_{1_e} = 228$ mm vem

$$U_{1_{ext}} = \frac{\pi\, D_{1_e}\, n}{60}$$

$$= \frac{\pi \times 228 \times 11300}{60} = 135 \text{ m/seg}$$

Traçando o diagrama médio verifica-se ser a velocidade relativa

$$W_{1_m} = 118{,}5 \text{ m/seg}$$

Os valores que interessam para o cálculo são os do diagrama médio de entrada que são

$$U_{1_m} = 95 \text{ m/seg}$$

$$W_{1_m} = 118{,}5 \text{ m/seg}$$

$$V_a = V_1 = 72{,}5 \text{ m/seg}$$

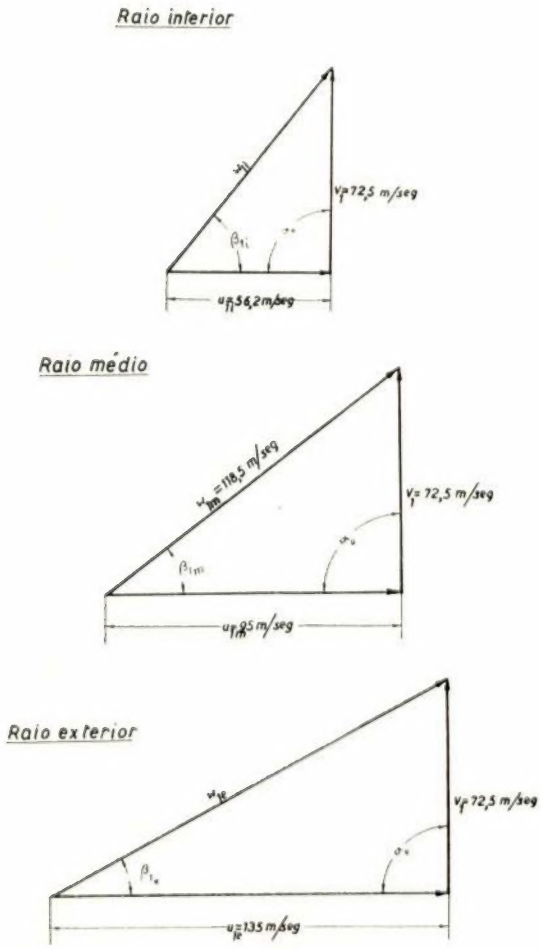


Fig. 2 — Diagramas de entrada do compressor
(Escala 1 mm <> 1 m/ seg)
(Escalas modificadas pela redução tipográfica)

4 — *Cálculo do diagrama de saída* (fig. 3)

a) *Velocidade periférica*

A velocidade periférica do bordo exterior do impulsor é

$$U_2 = \frac{\pi\, D_2\, n}{60} =$$

$$= \frac{\pi \times 0{,}317 \times n}{60} = 188 \text{ m/seg}$$

A velocidade periférica do ar pode ser calculada a partir da perda de velocidade periférica que o ar sofre ao sair do impulsor. Essa perda, a que se dá, geralmente, o nome de perda de Stodola, é calculada a partir da expressão empírica

$$\Delta U_2 = U_2 \frac{\pi \operatorname{sen} \beta_2}{Z}$$

$$\beta_2 = 90^\circ$$

$$U_2 = 188 \text{ m/seg}$$

$$Z = 23$$

$$\Delta U_2 = 188 \times \frac{\pi}{23} = 25{,}7 \text{ m/seg}$$

$$\Delta U_2 = 25{,}7 \text{ m/seg}$$

Logo, a velocidade periférica do ar no espaço que medeia entre o impulsor e as pás do difusor é

$$U'_2 = U_2 - \Delta U_2 = 188 - 25{,}7$$

$$U'_2 = 162{,}3 \text{ m/seg}$$

b) *Componente radial da velocidade absoluta*

Para poder desenhar o diagrama é necessário arbitrar a componente radial da velocidade absoluta de saída.

Esse valor foi arbitrado em

$$V_r = 120 \text{ m/seg}$$

Desenhando o diagrama obtiveram-se os seguintes valores

$$W_2 = 122{,}5 \text{ m/seg}$$

$$V_2 = 218 \text{ m/seg}$$

A velocidade V_r foi arbitrada tendo em atenção o valor do salto adiabático no impulsor, pelo

que foi necessário fazer várias tentativas de modo a coordenar convenientemente a velocidade V_r, o salto adiabático e a largura b_2 de saída dos canais do impulsor, valores estes que são calculados no parágrafo seguinte.

Estas tentativas são, por simplificação, omitidas.

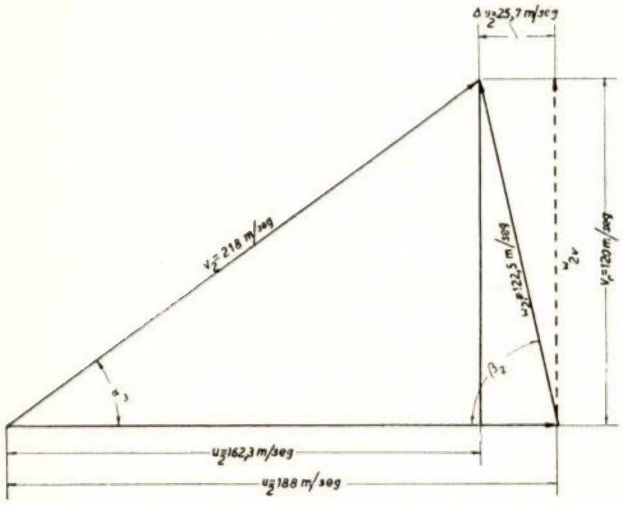


Fig. 3 — Diagrama de saída do compressor
(Escala 1 mm <> 1 m/ seg)
(Escala modificada pela redução tipográfica)

5 — *Salto adiabático no impulsor*

A expressão fundamental das turbinas e compressores diz-nos que a energia posta em jogo pela roda é dada por

$$W = \frac{1}{2g}\left[(U^2_2 - U^2_1) - (W^2_2 - W^2_1)\right]$$

No nosso caso, temos de entrar com U'_2 em vez de U_2.

Em unidades calorimétricas temos o salto adiabático no impulsor

$$H = \frac{A}{2g}\left[(U'^2_2 - U^2_2) - (W^2_2 - W^2_1)\right]$$

$$U'^2_2 = 2{,}64 \times 10^4$$
$$U^2_1 = 0{,}900 \times 10^4$$
$$W^2_2 = 1{,}5 \times 10^4$$
$$W^2_1 = 1{,}4 \times 10^4$$

Temos, então

$$H = 1{,}195 \times 10^{-4} \times 10^4\,[(2{,}64 - 0{,}900) - (1{,}5 - 1{,}4)] = 1{,}96 \text{ Cal/kg}$$

$$H_{imp} = 1{,}96 \text{ Cal/kg}$$

6 — *Elevação de pressão no impulsor*

a) *Elevação de pressão*

Como se sabe

$$H_{imp} = \frac{ART_1}{0{,}283}\,(\varepsilon^{0{,}283} - 1)$$

$$T = 286{,}5^oK$$

$$\varepsilon^{0{,}283} - 1 = \frac{1{,}96 \times 0{,}283 \times 427}{29{,}23 \times 286{,}5}$$

$$\varepsilon^{0{,}283} - 1 = 0{,}02835$$

$$\varepsilon = 1{,}104$$

$$p_2 = p_1 \times \varepsilon = 1{,}00 \times 1{,}104 = 1{,}104$$

$$p_2 = 1{,}104 \text{ kg/cm}^2$$

b) *Elevação de temperatura*

$$T_2 = T_1 \times \varepsilon^{0{,}283} = 286{,}5 \times 1{,}02835 = 295^o \text{ K}$$

$$T_2 = 295^o \text{ K}$$

c) *Cálculo do peso específico*

$$\gamma_2 = \frac{p_2}{RT_2} = \frac{1{,}104}{29{,}23 \times 295} = 1{,}28 \text{ kg/m}^3$$

$$\gamma_2 = 1{,}28 \text{ Kg/m}^3$$

d) *Caudal volumétrico à saída do impulsor*

$$Q_{v_2} = \frac{9085}{1{,}28} = 7100 \text{ m}^3 = 1{,}975 \text{ m}^3/\text{seg}$$

7 — *Cálculo da largura b_2 dos canais*

A secção de saída do compressor é dada pela expressão

$$S_S = \pi D_2 b_2 - 23 \times s \times b_2$$

Espessura das pás à saída $s = 2$ mm

$D_2 = 317$ mm

Por outro lado

$$S_S = \frac{Q_{v_2}}{V_r} = \frac{1{,}975}{120} = 0{,}0164 \text{ m}^2$$

$$b_2 = \frac{S_S}{\pi D_2 - 23 \times s} = \frac{0{,}0164}{1 - 0{,}046} = 19{,}25 \text{ mm.}$$

Por simplificação fazemos $b_2 = 19$ mm o que aumenta levemente V_r sem ter consequências para o restante cálculo.

$$b_2 = 19 \text{ mm}$$

8 — *Cálculo das perdas de caudal por fugas*

A quantidade de ar que se perde entre o impulsor e a envolvente pode-se calcular pelo método que se vai expor.

a) *Secção de passagem*

Sendo D_{1_e} o diâmetro exterior de entrada e δ a distância entre as pás do impulsor e a parede do envólucro a secção de passagem é dada por

$$S = \pi D_{1_e} \delta$$

$$D_{1_e} = 228 \text{ mm}$$

$$\delta = 1{,}5 \text{ mm}$$

donde

$$S = \pi \times 228 \times 1{,}5 = 10{,}75 \text{ cm}^2$$

$$S = 10{,}75 \text{ cm}^2$$

b) *Velocidade de passagem do ar*

A velocidade de passagem do ar será dada pela transformação em energia cinética da diferença de entalpia entre o ar à saída e à entrada do impulsor.

É evidente que este método não é dum rigor absoluto pois despreza, no cálculo dessa velocidade, as perdas por atrito externo e o trabalho molecular interno ($\int_1^2 (v - v')\, dp$) mas, por nos levar à consideração de um valor mais desfavorável que o real, não há inconveniente em aceitá-lo.

Teremos

$$V_i = \sqrt{\frac{2g}{A} \Delta H}$$

em que

$$\Delta H = H_{imp} = 1{,}96 \text{ Cal/Kg}$$

Donde

$$V_i = 91{,}5 \sqrt{1{,}96} = 128 \text{ m/seg}$$

c) *Caudal de ar escoado em fugas*

Será

$$Q_{v_f} = V_i \times S = 128 \times 10{,}75 = 137{,}5 \text{ l/seg}$$

Para calcularmos o caudal mássico temos de fazer a aproximação de considerar, como peso específico na secção de passagem, o peso específico intermédio entre o de entrada e o de saída.

$$\gamma_1 = 1{,}195 \text{ kg/m}^3$$
$$\gamma_2 = 1{,}28 \text{ kg/m}^3$$

Donde temos

$$\gamma_S = \frac{1{,}195 + 1{,}28}{2} = 1{,}2375 \text{ kg/m}^3$$

O caudal mássico das fugas será

$$Q_{m_f} = 0{,}1375 \times 1{,}2375 = 170 \text{ g/seg}$$

ou, por hora

$$Q_{m_f} = 170 \times 3600 = 612 \text{ kg/h}$$

Peso de ar perdido por fugas

$$Q_{m_f} = 612 \text{ kg/h}$$

d) *Verificação das perdas arbitradas*

Tinha sido arbitrado para perdas de caudal 8 % do caudal total.

O presente cálculo dá-nos uma perda de

$$\frac{612}{9085} = 0{,}0675$$

ou seja 6,75 % do total

Como se vê, a perda real é um pouco inferior à arbitrada.

Este facto vai-nos alterar o cálculo da diagrama de entrada fazendo diminuir ou a velocidade absoluta V_1 ou a secção de passagem.

A alteração de qualquer delas conduzir-nos-ia à modificação dos ângulos de entrada das pás:

a) Se mantivessemos a secção, V_1 diminuia e com ela os ângulos de entrada.

b) Se mantivessemos a velocidade V_1, diminuia a secção de passagem, com ela os diâmetros D_{1_i}, D_{1_m} e D_{1_e} e, portanto, a velocidade periférica, o que fazia aumentar os ângulos da entrada.

Para executar o projecto com todo o rigor deveria, agora, renovar-se o cálculo das condições de entrada. Em virtude, porém, da diferença entre o valor arbitrado para as perdas e o

real ser tão pequena, despreza-se, por insignificante, tal alteração.

9 — *Considerações sobre o impulsor*

Por se ter arbitrado um coeficiente K' muito grande, no cálculo do diâmetro externo do impulsor, este diâmetro ficou muito pequeno.

Por isso, tanto a velocidade periférica como a relativa de saída vieram muito pequenas, o que conduziu a um salto adiabático, fornecido pelo impulsor, também pequeno. Deste modo foi também deminuta a elevação de pressão na roda pelo que há que estudar um difusor, à saída da roda, que recupere pressão à custa da velocidade absoluta do ar.

Como se verá, o difusor, para não ter um tamanho exagerado, não pode transformar toda a velocidade em pressão e haverá que estudar uma evoluta em espiral que transforme a velocidade restante em pressão.

Como é fácil de concluir, todo este sistema é defeituoso por conduzir a elevadas perdas no difusor e na evoluta.

Este inconveniente foi originado por se ter escolhido, por razões já conhecidas, um pequeno diâmetro de saída do impulsor.

Para o remediar poderiamos ter adoptado dois processos diferentes:

a) Aumentar a velocidade angular do compressor.

Não foi utilizado por conduzir a elevados esforços, devidos à força centrífuga, nas pás da turbina.

b) Curvar as pás do compressor de modo a ter um ângulo β^2 maior que 90°.

Não foi seguido pois que, para ter pás curvas, é necessário montar uma coroa exterior no impulsor para que as pás possam resistir aos esforços de flexão desenvolvidos por força centrífuga, e não se quis adoptar essa solução por ser cara.

Como se pode concluir do exposto mais acima foi um erro não a ter adoptado.

C — Cálculo do difusor

1 — *Diâmetros*

O diâmetro interno é dado por

$$D_3 = D_2 + 2i$$

sendo *i* a folga entre o impulsor e o difusor. Fez-se

$$i = 11{,}5 \text{ mm}$$

donde

$$D_3 = 317 + 2 \times 11{,}5 = 340 \text{ mm}$$

O diâmetro de saída do difusor é arbitrado a partir do esboço e faz-se

$$D_4 = 450 \text{ mm}$$

2 — *Cálculo da velocidade de entrada no difusor*

Pode supor-se irreflectidamente, que a velocidade de entrada no difusor é a velocidade absoluta da saída do impulsor.

Tal não sucede por a diferença dos diâmetros D_2 e D_3 ser suficiente para conduzir a uma diminuição apreciável tanto da componente radial (aumento de secção) como da tangencial (por efeito da lei do movimento circular dos fluidos).

Por outro lado houve, construtivamente, interesse em aumentar a largura *b* dos canais o que vem alterar a relação entre as componentes radial e tangencial de modo que, neste caso, até o ângulo da velocidade absoluta com a tangencial se modifica.

a) *Componente radial*

$$V_{3_r} = \frac{Q_{V_3}}{S_3}$$

$$Q_{V_3} = Q_{V_2} = 1{,}975 \text{ m}^3/\text{seg}$$

$$S_3 = (\pi D_3 - n \times s)\, b_3$$

Sendo

n — n.º de pás do distibuidor $n = 22$
s — espessura terminal das pás $s = 2$ mm
b_3 — largura do canal $b_3 = 23$ mm

Donde

$$S_3 = (\pi \times 0{,}340 - 22 \times 0{,}002)\ 0{,}023$$

$$S_3 = 0{,}0236 \text{ m}^2$$

$$V_{3_r} = \frac{1{,}975}{0{,}0236} = 83{,}6 \text{ m/seg}$$

$$V_{3_r} = 83{,}6 \text{ m/seg}$$

b) *Componente tangencial*

$$V_{3_u} = V_{2_u} \frac{D_2}{D_3} \qquad U'_2 = V_{2_u} = 162{,}3 \text{ m/seg}$$

$$V_{3_u} = 162{,}3 \frac{317}{340} = 151{,}8 \text{ m/seg}$$

$$V_{3_u} = 151{,}8 \text{ m/seg}$$

c) *Velocidade absoluta e ângulo*

A velocidade absoluta será

$$V_3 = \sqrt{V^2_{3u} + V^2_{3r}} = 172{,}5 \text{ m/seg}$$

O ângulo α com a direcção tangencial é dado por

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{V_{3r}}{V_{3u}} = \frac{83{,}6}{151{,}8} = 0{,}55$$

$$\alpha = 28^\circ \quad 48'$$

3 — *Pás do difusor*

Para manter o ângulo α constante é preciso construir as pás tendo como eixo uma espiral logaritmica.

As pás foram desenhadas pelo processo conhecido de manter, em todos os pontos, constante o ângulo entre a tangente à pá num ponto e a tangente ao círculo passando por esse ponto.

Convém agora fazer algumas observações sobre o número de pás adoptado.

Como se sabe, é conveniente que os números de pás do difusor e da roda sejam primos entre si, para evitar a vibração proveniente da passagem dumas em frente das outras. Por outro lado, devido às vibrações próprias do sistema pás-disco do compressor, é conveniente utilizar neste um número também primo de pás ou, pelo menos, ímpar.

Estas observações justificam o uso de 23 pás (número primo) no impulsor e 22 no difusor.

4 — *Cálculo da velocidade de saída do difusor*

Uma vez que o ângulo α se mantém no percurso ao longo do difusor teremos

$$V_4 = V_3 \frac{D_3}{D_4}$$

donde

$$V_4 = 172{,}5 \times \frac{340}{450} = 130{,}5 \text{ m/seg}$$

5 — *Salto adiabático no difusor*

a) *Salto térmico*

Consideremos o salto adiabático no difusor sem contar com perdas. A esse salto chamaremos «salto térmico».

Uma observação importante é preciso fazer: O espaço compreendido entre o impulsor e o difusor actua também como difusor, pois que, devido ao aumento de secção há uma diminuição de velocidade que se transforma em pressão. Deste modo, é necessário considerar a diferença $V^2_2 - V^2_4$ e não só a diferença $V^2_3 - V^2_4$ que representa, à parte a constante A/2g, o salto térmico no difusor pròpriamente dito.

Teremos, então, para o salto térmico no difusor e espaço anular

$$H'_{dif} = \frac{A}{2g} (V^2_2 - V^2_4)$$

$$V^2_2 = 4{,}76 \times 10^4$$
$$V^2_2 = 1{,}7 \times 10^4$$

$$H'_{dif} = 3{,}624 \text{ Cal/kg}$$

b) *Perdas no difusor*

As perdas são dadas em função dum coeficiente experimental φ e proporcionais à energia cinética de entrada. O coeficiente φ varia de autor para autor e está normalmente compreendido entre 0,20 a 0,50.

Tomamos $\varphi = 0{,}25$ em virtude do pequeno comprimento do difusor

$$V^2_3 = 2{,}975 \times 10^4$$

$$H_p = \frac{A}{2g} \varphi V^2_2$$

$$= 1{,}195 \times 0{,}25 \times 2{,}975 = 0{,}88$$

$$H_p = 0{,}88 \text{ Cal/kg}$$

c) *Salto adiabático*

$$H_{dif} = H'_{dif} - H_p = 3{,}624 - 0{,}88 = 2{,}744$$

$$H_{dif} = 2{,}744 \text{ Cal/kg}$$

6 — *Características do ar à saída do difusor*

a) *Pressão*

A taxa de compressão no difusor é dada por

$$H_{dif} = \frac{ART_2}{0{,}283}\,(\varepsilon^{0{,}283} - 1)$$

$$T_2 = 295^\circ K$$

Donde

$$\varepsilon^{0{,}283} - 1 = 0{,}03842$$

e

$$\varepsilon = \frac{p_4}{p_2} = 1{,}142$$

Logo

$$p_4 = \varepsilon \cdot p_2 \qquad p_2 = 1{,}104 \text{ kg/cm}^2$$

$$= 1{,}261 \text{ kg/cm}^2$$

$$p_4 = 1{,}261 \text{ kg/cm}^2$$

b) *Temperatura*

$$T_4 = T_2 \times \varepsilon^{0{,}283} = 295 \times 1{,}03842 = 306 \text{ K}$$

$$T_4 = 306^\circ K$$

c) *Peso específico*

$$\gamma_4 = \frac{p_4}{RT_4} = \frac{1{,}261}{29{,}23 \times 306} = 1{,}42 \text{ kg/m}^3$$

$$\gamma_4 = 1{,}42 \text{ kg/m}^3$$

d) *Caudal volumétrico*

$$Q_{V_4} = \frac{9085}{1{,}42} = 6380 \text{ m}^3/\text{h} = 1{,}775 \text{ m}^3/\text{seg}$$

$$Q_{V_4} = 1{,}775 \text{ m}^3/\text{seg}$$

D — Cálculo da evoluta

1 — *Traçado da evoluta*

Como se viu, a recuperação feita no difusor não é suficiente para atingir a pressão desejada.

É preciso, portanto, estudar uma evoluta que, pelo aumento de secção em relação a que deveria ter para manter a velocidade constante, diminua a velocidade até atingir a pressão desejada.

Finalmente, a conduta de admissão ao motor deve ter uma secção igual à secção final da evoluta.

Em rigor absoluto, tal secção deveria ir diminuindo, à medida que se afasta do compressor, em virtude da diminuição de caudal; como, porém, o seu volume é muito grande e os cilindros não aspiram todos ao mesmo tempo, podemos supor que ela funciona como um reservatório de pressão e velocidade constantes.

De resto, este erro é menor que o proveniente das variações das pressões causadas pelas ondas de pressão e depressão, originadas pela admissão dos vários cilindros.

Determinada a secção final da evoluta pode-se projectá-la, dando-lhe como eixo uma espiral logarítmica de modo a manter constante o ângulo da velocidade absoluta com a direcção tangencial.

Como, no presente caso, essa sujeição levava à construção de uma evoluta desmesuradamente aberta e desproporcionada, abandonou-se a espiral logarítmica a partir de $\theta \approx 200^\circ$. Este facto vai causar maior número de choques do ar de encontro à parede externa da evoluta, o que se traduz num pior rendimento desta. Atendeu-se a este facto arbitrando um elevado coeficiente de perdas para a evoluta, $\varphi = 0{,}20$, quando normalmente oscila por 0,10 a 0,15.

2 — *Taxa de compressão necessária*

É preciso que a evoluta eleve a pressão até à pressão de sobrealimentação do motor.

Logo, a sua taxa de compressão deve ser

$$p_5 = 1{,}350 \text{ kg/cm}^2$$

$$p_4 = 1{,}261 \text{ kg/cm}^2$$

$$\varepsilon_{evo} = \frac{p_5}{p_4}$$

$$\varepsilon_{evo} = 1{,}068$$

3 — *Salto adiabático na evoluta*

Para este valor da taxa de compressão precisamos de um salto adiabático dado por

$$H_{evo} = (\varepsilon^{0{,}283} - 1)\,\frac{AR\,T_4}{0{,}283} \qquad T_4 = 306\ ^\circ K$$

$$H_{evo} = \frac{29{,}23 \times 306}{427 \times 0{,}283} \times 0{,}01879 = 1{,}391 \text{ Cal/kg}$$

4 — *Velocidade exigida à saída da evoluta*

a) *Salto térmico necessário*

Sendo H_{evo} o salto adiabático calculado como necessário, se se arbitrar para rendimento da evoluta $\eta = 0{,}80$ em virtude do alto valor das perdas, como se explicou acima, temos para o salto térmico necessário o valor

$$H'_{evol} = \frac{1}{0{,}80} H_{evo}$$

$$= \frac{1}{0{,}80} \times 1{,}391 = 1{,}739 \text{ Cal/kg}$$

$$H'_{evol} = 1{,}739 \text{ Cal/kg}$$

b) *Velocidade de saída*

A velocidade de saída será dada por

$$H'_{evo} = \frac{A}{2g} (V^2_4 - V^2_5)$$

$$V^2_4 = 1{,}7 \times 10^4$$

donde

$$V^2_5 = \frac{\frac{A}{2g} V^2_4 - H'_{evo}}{\frac{A}{2g}}$$

$$V^2_5 = \frac{2{,}015 - 1{,}739}{1{,}195} = 0{,}2305$$

logo

$$V_5 = 48{,}1 \text{ m/seg}$$

tendo-se tomado

$$V_5 = 48 \text{ m/seg}$$

5 — *Secção final da evoluta*

a) *Temperatura à saída da evoluta*

$$T_5 = T_4 \times \varepsilon^{0{,}283}$$

$$T_4 = 306^\circ \text{ K}$$

$$T_5 = 306 \times 1{,}01879 = 310^\circ \text{ K}$$

Há que contar com um ligeiro arrefecimento por irradiação, ao longo da conduta de admissão, pelo que tomamos

$$T_5 = 308^\circ \text{ K}$$

b) *Peso específico*

$$\gamma_5 = \frac{P_5}{RT_5} = \frac{1{,}350}{29{,}23 \times 308} = 1{,}5 \text{ kg/m}^3$$

$$\gamma_5 = 1{,}5 \text{ kg/m}^3$$

c) *Caudal volumétrico*

$$Q_{V_5} = \frac{9085}{1{,}5} = 6050 \text{ m}^3\text{/h}$$

$$Q_{V_5} = 1{,}68 \text{ m/seg}$$

$$Q_{V_5} = 1{,}68 \text{ m}^3\text{/seg}$$

d) *Secção de saída*

$$S_5 = \frac{Q_{V_5}}{V_5} = \frac{1{,}68}{48} = 0{,}035 \text{ m}^3$$

$$S_5 = 35 \text{ cm}^2$$

E — Rendimento e potência do compressor

1 — *Verificação do salto adiabático total*

Podemos agora verificar se a soma dos saltos adiabáticos parciais (impulsor, difusor e evoluta) coincide com o salto adiabático total calculado na secção A.

$$\begin{aligned} H_{imp} &= 1{,}96 \\ H_{dif} &= 2{,}744 \\ H_{evo} &= 1{,}391 \\ \hline H_{total} &= 6{,}095 \text{ cal/kg} \end{aligned}$$

O salto total calculado inicialmente era

$$H_{total} = 5{,}62 \text{ cal/kg}$$

Vê-se, portanto, que há uma divergência entre os dois valores obtidos. Essa divergência é fàcilmente justificável se se atender a que o primeiro valor (5,62 cal/kg) se calculou partindo do princípio que, à saída do compressor, o ar iria ficar em repouso — sem energia cinética, portanto — enquanto que, na realidade, o ar sai da evoluta com uma certa energia cinética incluída no valor obtido a partir do cálculo do compressor (6,095 cal/k).

Com efeito, a energia cinética que o ar possui à saída do compressor é, em unidades calorimétricas

$$H_{saída} = \frac{A}{2g} V_5^2$$

$$V_5^2 = 0{,}23 \times 10^4$$

$$H_{saída} = 1{,}195 \times 0{,}23$$

$$H_{saída} = 0{,}2745 \text{ cal/kg}$$

Deduzindo este valor do achado, obtemos para o salto adiabático, considerando o ar em repouso à saída, o valor

$$H = 6{,}095 - 0{,}2745 = 5{,}8205 \text{ cal/kg}$$

A divergência, agora existente, de 0,2005, a que corresponde um erro relativo de 3,5 %, justifica-se em face das várias aproximações assumidas no decurso do cálculo.

O valor a considerar para futuros cálculos é, então

$$H_{total} = 6{,}095 \text{ cal/kg}$$

Uma observação importante a fazer sobre o salto adiabático na entrada é a seguinte:

Poderia parecer, à primeira vista, que se deveria entrar com o valor desse salto no cálculo do salto total. Isso seria, no entanto, um erro, o que se explica se atentarmos na essência dos fenómenos passados na entrada.

O impulsor cria, na secção de entrada, uma dspressão que faz com que a energia de pressão do ar atmosférico (ou, melhor, a sua entalpia) se transforme em energia cinética. Isto quere dizer que o salto adiabático correspondente ao aumento de velocidade do ar é exactamente igual (se supozermos não existirem perdas) à queda adiabática relativa à sua dimínuição de pressão e que, portanto, o impulsor não fornece nenhuma energia ao ar na zona de entrada.

Na realidade, o impulsor fornece uma certa quantidade de energia ao ar, energia essa correspondente às perdas, ou seja, à diferença entre o salto adiabático e salto térmico, mas esse valor só se considera no cálculo do salto térmico total do compressor.

Está pois explicada a não inclusão do salto adiabático relativo à entrada no cálculo do salto adiabático total.

2 — *Rendimento termodinâmico do compressor*

a) *Salto térmico total*

O rendimento termodinâmico do compressor será dado pela relação entre o salto adiabático total e a soma dos vários saltos térmicos utilizados, não considerando as perdas por fugas.

Dos saltos térmicos falta-nos calcular:

1.º — O salto térmico no impulsor visto que, no seu cálculo, foi determinado directamente, o salto adiabático entrando com o valor de U'_2 em vez de U_2.

O salto térmico no impulsor será, então

$$H'_{imp} = \frac{A}{2g}\left[(U_2^2 - U_1^2) - (W_2^2 - W_1^2)\right]$$

$$U_2^2 = 3{,}52 \times 10^4$$
$$U_1^2 = 0{,}9 \times 10^4$$
$$W_2^2 = 1{,}5 \times 10^4$$
$$W_1^2 = 1{,}4 \times 10^4$$

$$H'_{imp} = 1{,}195 \times 2{,}52 = 3{,}02 \text{ Cal/kg}$$

2.º — O salto térmico correspondente à energia fornecida pelo impulsor ao ar na zona de entrada.

Como já foi dito atrás essa energia é a energia correspondente às perdas na secção de entrada, ou seja à diferença entre o salto térmico e o adiabático.

Em virtude da passagem pelo filtro de ar (que não está representado na figura 1), o rendimento da zona de entrada é muito baixo. Vamos arbitrá-lo

$$\eta_{ent} = 0{,}55$$

O salto térmico será, então

$$H_{ent} = 0{,}628 \text{ Cal kg}$$

$$H'_{ent} = \frac{1}{0{,}55} H_{ent}$$

$$H'_{ent} = \frac{1}{0{,}55} \times 0{,}628$$

$$H'_{ent} = 1{,}142 \text{ Cal kg}$$

As perdas serão, então

$$H_{p_{ent}} = H'_{ent} - H_{ent} = 1{,}142 - 0{,}628 =$$
$$= 0{,}514 \text{ Cal/kg}$$

Teremos, assim, para o salto térmico total:

$$\begin{aligned} H'_{ent} - H_{ent} = Hp_{ent} &= 0{,}514 \\ H'_{imp} &= 3{,}02 \\ H'_{dif} &= 3{,}624 \\ H'_{evol} &= 1{,}739 \\ \Sigma H' &= 8{,}897 \text{ Cal/kg} \end{aligned}$$

$$H'_{tot} = 8{,}897 \text{ Cal/kg}$$

b) *Rendimento termodinâmico*

$$\eta_t = \frac{H_{tot}}{H'_{tot}} = \frac{6{,}095}{8{,}897} = 68{,}6\ \%$$

$$\eta_t = 68{,}6\ \%$$

Este valor pode ser considerado como bastante mau atendendo a que se trata apenas do rendimento termodinâmico, sem incluir perdas por fugas nem mecânicas.

Sabe-se que, como já foi dito, o mau rendimento provém do mau aproveitamento do impulsor.

c) *Rendimento periférico do impulsor*

Chama-se rendimento periférico duma roda (impulsor ou turbina) à relação entre o trabalho fornecido ao ar utilizado e o trabalho fornecido à roda, isto é, não considerando perdas por fugas, radiação ou mecânicas.

Temos assim

$$\eta_p = \frac{H_{imp}}{H'_{imp}} = \frac{1{,}96}{3{,}02} = 64{,}8\ \%$$

$$\eta_p = 64{,}8\ \%$$

O mau rendimento obtido no compressor não é muito nocivo em virtude do grande excesso de potência existente no gases de escape.

3) *Potência consumida no compressor*

Separemos os saltos térmicos por órgãos e consideremos o seu produto pela massa de ar que os atravessam.

Entrada e Impulsor

Massa de ar

$$Q_{m_o} = Q_{m_1} = 9085 \text{ kg/h} + Q_{m_f}$$

sendo Q_{m_f} o caudal mássico das fugas

$$Q_{m_f} = 612 \text{ kg h}$$

logo

$$Q_{m_o} = Q_{m_1} = 9697 \text{ kg h}$$

A potência consumida, por hora, nestes dois órgãos será, em unidades calorimétricas

$$N_{ent+imp} = Q_{m_o} (H'_{ent} + H'_{imp})$$

$$= 9697\ (0{,}514 + 3{,}02) = 33210 \text{ Cal/h}$$

Difusor e evoluta

O caudal mássico nestes dois orgãos é apenas

$$Qm_{dif} = Qm_{evo} = 9085 \text{ kg/h}$$

e a potência consumida por hora

$$N_{dif+evo} = Qm_{dif}\ (H'_{dif} + H'_{evo}) =$$

$$9085\ (3{,}624 + 1{,}739) = 48.700 \text{ Cal/h}$$

Donde, temos a potência total consumida

$$N' = \frac{48.700 + 33.210}{3.600} = 22{,}7 \text{ Cal/seg}$$

ou em CV

$$N = \frac{22{,}7 \times 427}{75} = 129{,}2 \text{ CV}$$

Admitindo um rendimento mecânico de 0,95, por ser uma máquina rotativa simples, temos para potência consumida pelo compressor

$$N' = \frac{129{,}2}{0{,}95} = 136{,}2 \text{ CV}$$

Tomamos, por segurança

$$N = 140 \text{ CV}$$

4 — *Resumo das condiçoes do ar à saída do compressor*

$p = 1{,}350\ kg/cm^2$
$T = 308^o\ K$
$t = 35^o\ C$
$\gamma = 1{,}5\ kg/m^3$
$V = 48\ m/seg$
$Q_V = 1{,}68\ m^3/seg$
$Q_m = 9085\ kg/h$

Em virtude do aumento de temperatura sofrido pelo ar ser apenas 20° C só foi necessário utilizar um andar.

III — CÁLCULO DA TURBINA

Cálculo duma turbina, aproveitando os gases de escape do motor já estudado, destinada a mover o compressor atrás calculado, fornecendo, portanto, uma potência efectiva de 140 CV a a 11.300 r. p. m.

Caudal mássico dos gases de escape	$Q_m = 7.080\ kg/h$
Temperatura dos gases	$t = 430^o\ C$
Pressão dos gases	$p_{abs} = 2\ kg/cm^2$
Constante R dos gases	$R = 32{,}5\ kgm/kg\,^oC$

1 — *Potência periférica da turbina*

Chama-se potência periférica duma turbina à potência fornecida pela acção dos gases sobre as pás, isto é, descontando as perdas de atrito, choques e efeito de ventilação.

Essas perdas estão incluídas num coeficiente de diminuição da velocidade absoluta de entrada (no caso das turbinas de vapor em que a energia interna deste se transforma em velocidade, por meio de uma duse) e num outro coeficiente de diminuição da velocidade relativa.

Como, no nosso caso, se trata de uma turbina de gases de escape, que aproveita directamente a energia cinética dos gases sem utilizar duses só se faz uso do segundo coeficiente.

Na definição dada conclui-se que a potência periférica é igual à potência efectiva descontando as perdas mecânicas e por irradiação. Como estas últimas não interessam, no presente caso em que se aproveita a energia cinética dos gases e não a sua entalpia, dizemos que a potência periférica é igual à indicada e, portanto, dada por

$$N_p = \frac{N_{ef}}{\eta_{mec}}$$

Arbitrando $\eta_{mec} = 95\ \%$ temos

$$N_p = \frac{140}{0{,}95} = 147{,}5\ CV$$

Tomamos

$$N_p = 150\ CV$$

2 — *Determinação do raio médio da turbina*

a) *Traçado dos diagramas*

Para determinar o raio médio da turbina ou, melhor, das suas pás, vamos seguir um método semelhante ao empregado no estudo da distribuição das máquinas de vapor, para determinar o raio do excêntrico.

Começamos por traçar (fig. 4), *numa escala qualquer*, um diagrama que vamos arbitrar ser o diagrama médio da turbina.

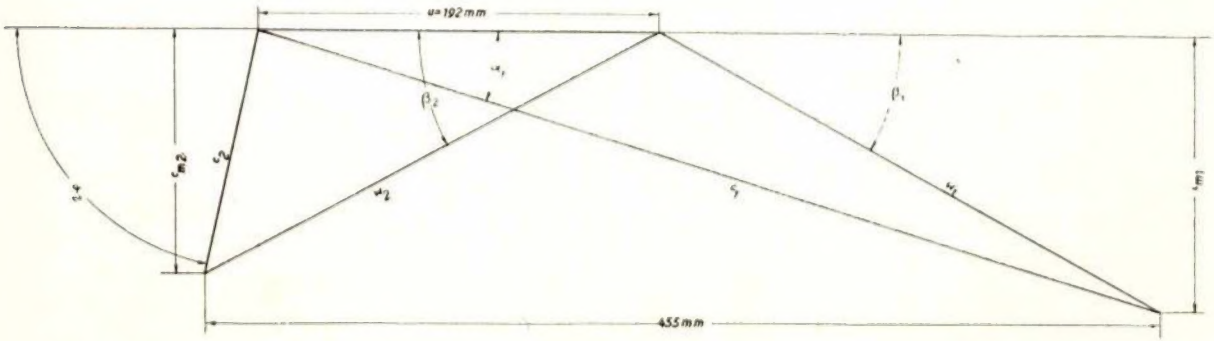


Fig. 4 — Diagrama médio da turbina, arbitrado

(Escala determinada 1 mm <> 0,8 m/ seg)
(Escala modificada pela redução tipográfica)

Para isso escolhemos um troço que representa a velocidade periférica U, marcamos os ângulos $\beta_1 = \beta_2$ das velocidades relativas e marcamos estas de modo a obedecerem a duas condições:

a) que $W_2 = \varphi W_1$, sendo $\varphi < 1$ para contar com todas as perdas atrás consideradas.

b) que Cu_2 seja negativa, isto é, que a componente tangencial da velocidade absoluta seja de sentido contrário ao da velocidade periférica, de modo a aumentar o rendimento da turbina.

Escolhendo $\beta_1 = \beta_2 = 30°$ conveio tomar para φ o valor 0,865 que está dentro do normalmente arbitrado (0,85 ~ 0,95).

b) *Determinação da potência periférica do diagrama*

Como se sabe a potência fornecida à turbina, por 1 kg de gases, é dada por

$$N'_p = \frac{1}{g} (Cu_1 - Cu_2) . U$$

Se for Q_m o caudal mássico de gases por segundo, a potência periférica da turbina será:

$$N_p = \frac{Q_m}{g} (Cu_1 - Cu_2) . U$$

Procede-se a este cálculo *substituindo* Cu_1, Cu_2 e U *pelos seus valores em milímetros* obtendo assim aquilo a que chamamos a potência periférica do diagrama N_d.

No presente caso por Cu ser negativo soma-se o seu valor, em módulo, ao de Cu_1.

Teremos $Q_m = 7080$ kg/h

$$Q_m = \frac{7080}{3600} = 197 \text{ Kg/seg}$$

$$Cu_1 - Cu_2 = |Cu_1| + |Cu_2| = 455 \text{ mm}$$

$$U = 192 \text{ mm}$$

Donde, temos

$$N_d = \frac{197}{9,8} . 455 . 192 .$$

$$= 17.580 \text{ Kgm/seg} = 234,5 \text{ CV}$$

c) *Determinação da escala do diagrama*

Supondo que a escala do diagrama traçado era de 1 $\overline{mm}$ <> 1 m/seg a potência periférica era de

$$N_d \simeq .235 \text{ CV}$$

Como, na realidade, se deseja que a turbina forneça 150 C V, não há mais que procurar qual a escala em que o diagrama desenhado fornece a potência desejada.

Uma vez que a potência é proporcional ao produto de duas velocidades e que estas são proporcionais à escala, é evidente que a relação entre potências será proporcional ao quadrado da relação das escalas.

Temos então

$$\frac{N_d}{N_p} = \frac{E_1^2}{E_2^2}$$

Como a primeira escala E_1 é de 1 : 1 teremos

$$E_2 = \sqrt{\frac{N_p}{N_d}}$$

Donde

$$E_2 = \sqrt{\frac{150}{235}} = \simeq 0,8$$

Ou seja

$$1 \ \overline{mm} <> 0,8 \text{ m/seg}$$

d) *Verificação da potência periférica*

Deste modo será

$$Cu_1 - Cu_2 = 455 \times 0,8 = 363,8 \text{ m/seg}$$

$$U = 192 \times 0,8 = 153,5 \text{ m/seg}$$

Donde teremos

$$N_p = \frac{1,97}{9,8} \times 363,8 \times 153,5 = 11.200 \text{ kgm/seg}$$

$$\simeq 150 \text{ CV}$$

$$N_p = 150 \text{ CV}$$

Como se queria confirmar.

Uma vez feita esta confirmação pode-se desenhar o diagrama da turbina relativo ao raio médio na escala 1 $\overline{mm}$ <> 1 m/seg, como está representado na figura 5.

e) *Cálculo do raio médio*

Sabendo a velocidade periférica necessária e a velocidade angular da turbina determina-se, imediatamente, o raio médio desta

$$U_m = 153{,}5 \text{ m/seg}$$
$$n = 11.300 \text{ r. p. m.}$$

$$U_m = \frac{\pi d_m n}{60}$$

$$d_m = \frac{60\,U}{\pi\, n} = 259 \text{ mm}$$

Tomamos

$$d_m = 260 \text{ mm}$$

3 — *Cálculo da altura das pás e da secção do desviador*

Nesta turbina, como já se disse, não existe distribuidor com duses mas sim o simples conjunto de 3 injectores que apenas tem por função desviar o fluxo de gases, da sua direcção axial, para a direcção de entrada com o ângulo α_1. Por isso lhe chamaremos desviador.

Para que as suas funções fossem de desviador simples, os canais formados pelas suas pás deveriam ter secção constante.

Isto conduziria, no entanto, a pás de formato extravagante, pelo que se não obedeceu a esta condição, de resto irrelevante.

Conhecida a componente meridiana da velocidade C_1 é fácil determinar a altura das pás da turbina, que é igual à das do desviador, estabelecendo a secção de passagem do caudal Q v.

Uma vez estabelecida esta secção não é preciso confirmar a secção de passagem normal a C_1 pois que esta está assegurada em virtude do desviador dar, precisamente, o desvio α_1 aos gases.

a) *Peso específico dos gases*

$$p = 2 \text{ kg/cm}^2$$
$$R = 32{,}5 \text{ kgm/kg } ^\circ\text{C}$$
$$T = 703^\circ \text{ K}$$

$$\gamma = \frac{p}{R\,T}$$

$$\gamma = \frac{20.000}{32{,}5 \times 703} = 0{,}874 \text{ kg/m}^3$$

b) *Caudal volumétrico*

$$Q_{vh} = \frac{Q_{mh}}{\gamma} = \frac{7080}{0{,}874} = 8100 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$Q_v = \frac{8100}{3600} = 2{,}25 \text{ m}^3/\text{seg}$$

$$Q_v = 2{,}25 \text{ m}^3/\text{seg}$$

c) *Secção de passagem da componente meridiana*

Este valor dá-nos a área da coroa circular que limita as pás dos três injectores e, consequentemente, a altura das pás do desviador e da turbina.

$$S_m = \frac{Q_v}{C_{m_1}} \qquad C_{m_1} = 105{,}8 \text{ m/seg}$$

$$S_m = \frac{2{,}25}{105{,}8} = 0{,}0213 \text{ m}^2$$

$$S_m = 213 \text{ cm}^2$$

d) *Cálculo da altura das pás*

A expressão que dá aproximadamente a secção meridiana é

$$S_m = \pi \,.\, d_m \,.\, h\ (1 - K) - 3 \,.\, s \,.\, h$$

sendo

d_m — diâmetro médio
h — altura das pás
s — espessura terminal das paredes divisórias dos três injectores
K — grau de enchimento

Chama-se grau de enchimento à percentagem de área total ocupada pelas pás, isto é, a relação entre a área dada pelo produto da espessura terminal pela altura das pás do desviador, e a área total da coroa circular.

Arbitrando $K = 0{,}15$ temos para h

$$d_m = 260 \text{ mm}$$
$$S_m = 213 \text{ cm}^2$$
$$s = 0{,}5 \text{ cm}$$

$$h = \frac{S_m}{0{,}85 \,.\, \pi \,.\, d_m - 3 \,.\, s}$$

$$h = \frac{213}{0{,}85 \,.\, \pi \,.\, 26 - 3 \,.\, 0{,}5} = 31{,}8 \text{ mm}$$

Tomamos

$$h = 32 \text{ mm}$$

e) *Verificação da área*

Calculemos agora o valor exacto da área pela expressão

$$S_m = (1 - K)\ \pi\ \frac{d^2_e - d^2_i}{4} - 3 \,.\, s \,.\, h$$

$$d_e = d_m + 32 = 292 \text{ mm}$$
$$d_i = d_m - 32 = 228 \text{ mm}$$

$$s = 5 \text{ mm}$$
$$K = 0{,}15$$

Virá

$$S_m = 0{,}85\,\pi\,\frac{29{,}2^2 - 22{,}8^2}{4} - 3 \times 0{,}5 \times 3{,}2 =$$
$$= 217 \text{ cm}^2$$

A área está portanto confirmada

$$S_m = 217 \text{ cm}^2$$

4 — *Diagrama interior e exterior* (Fig 5)

É desnecessário dizer que todo este cálculo do diâmetro médio e da altura das pás se faz por meio de muitas tentativas, ensaiando vários diagramas com diferentes ângulos β_1 e velocidades C_1 e C_{1m} de modo a coordenar convenientemente os valores da potência periférica, secção de passagem, C_1 e perfil das pás.

Uma vez calculados d_m e h, pode-se desenhar os diagramas relativos aos diâmetros interior e exterior das pás da turbina.

Para isso, calculamos as velocidades periféricas que lhes correspondem, mantendo, como é evidente, os seguintes valores

$$C_1$$
$$C_{1m}$$
$$C_{2m}$$

e, consequentemente, o ângulo α_2. Virão modificados os valores

$$C_2,\ C_{u_2},\ W_1,\ W_2,\ \beta_1 \text{ e } \beta_2$$

com estes valores de β_1 e β_2 e o que seguidamente se calculará, é possível desenhar o perfil das pás nos diâmetros interior, médio e exterior (fig. 6) o que nos define completamente a turbina que se pretendia projectar. O cálculo seguinte vai também permitir esboçar as pás do desviador.

5 — *Estimativa do número de pás do desviador e da roda*

a) *Perímetro médio fictício*

Vamos considerar, no desviador, um perímetro médio fictício que corresponde ao perímetro médio real deduzido da espessura das três paredes de separação.

Teremos então

$$P_{m_f} = \pi\, d_m - 3.s$$
$$= \pi \,.\, 260 - 3 \times 5 = 800 \text{ mm}$$

b) *Número de pás*

O número de pás será dado em função de grau de enchimento pela expressão

$$N = \frac{K.\ Pm_f}{s_m}$$

em que

Pm_f — Perímetro médio fictício

s_m — espessura terminal média das pás

Temos que atender às seguintes considerações:

O número de pás do desviador, contando como tais as paredes de separação, e da roda devem ser números primos entre si, pelo que já foi dito no estudo do compressor. Pelas mesmas razões o número de pás da roda deve ser um número primo e, finalmente, por termos três injectores, o número total de pás do desviador deve ser divisível por 3.

Resumindo, temos

N_{roda} .. .. n.º primo

$N_{desv.} + 3$ e N_{roda} ..... primos entre si

pelo que se pode fazer

$$N_{desv.} + 3 = N_{roda} + 1$$

e, por fim

$$N_{desv.} = 3\,.\,K$$

A espessura terminal média das pás do distribuidor deve oscilar por 1,5 mm a 3 mm.

Temos, então

$$N_{desv.} \begin{cases} s_m = 1{,}5 \text{ mm} \rightarrow & 80 \text{ pás} \\ s_m = 3 \text{ mm} \rightarrow & 40 \text{ pás} \end{cases}$$

Por um esboço prévio verificou-se ser conveniente um número de pás da roda por volta de 40.

APARELHAGEM
DE CORTE

A figura da esquerda mostra um dos 4 painéis do equipamento auxiliar da Central Geradora de Rye House, B. E. A. Eastern Division, compreendendo um total de cento e catorze disjuntores em banho de óleo, de contactos verticais tipo QF, 150 MVA, 3,3 kV;

A figura da direita mostra: Parte da instalação exterior com barramento duplo de 33-KV, 1.000 MVA, da central acima, contendo disjuntores em banho de óleo do tipo JB.

THE **BRITISH THOMSON-HOUSTON** CO. LTD · WILLESDEN · ENGLAND
Member of the A.E.I group of companies

REPRESENTANTES GERAIS
GENERAL ELECTRIC PORTUGUESA
RUA DO NORTE, 5 – LISBOA • RUA SÁ DA BANDEIRA, 585 – PORTO
A 4628

ARISTO

RÉGUAS DE CÁLCULO

FABRICO ALEMÃO

Numa grande variedade de sistemas em modelos de bolso, escritório e de parede.

As réguas de cálculo **ARISTO** são precisas, resistentes, práticas e duma concepção completamente diferente de todas as outras. Escreva a pedir preços e catálogos aos

Representantes exclusivos para Portugal:

EMÍLIO DE AZEVEDO CAMPOS & C.ª, L.DA
CASA FUNDADA EM 1854
Sede: R. de Santo António, 137 — PORTO
Telef. 20254/5
Filial: R. Antero de Quental, 17 — LISBOA
Telef. 53306

ARISTO

Standard Electrica

ASSOCIADA

DA

"INTERNATIONAL TELEPHONE & TELEGRAPH CORPORATION"

PROJECTOS — FORNECIMENTOS — INSTALAÇÕES

— Material de radiocomunicações para todas as aplicações em média, alta, muito alta e ultra-alta frequência;

— Equipamentos de radiodifusão e televisão e respectivo material de estúdio e acessórios;

— Sistemas de antenas para aplicações gerais e especiais para radiocomunicações, radiodifusão e televisão;

— Instalações de comutação telefónica, manuais e automáticas, de todos os sistemas e capacidades. Sistemas de comunicações por fios em altas frequências;

— Materiais de transmissão telegráfica automática, por fios e por rádio;

— Sistemas de sinalização e de comando, automáticos e manuais, intercomunicadores, amplificadores e aparelhagem acessória;

— Cabos e acessórios de todos os tipos, para energia, comunicações e altas frequências;

— Rectificadores de selénio de tipos especiais e gerais para todas as aplicações.

●

Serviços Técnicos, Comerciais e Fábrica

NA AVENIDA DA INDIA — **LISBOA**

TEL. 63 81 71/6

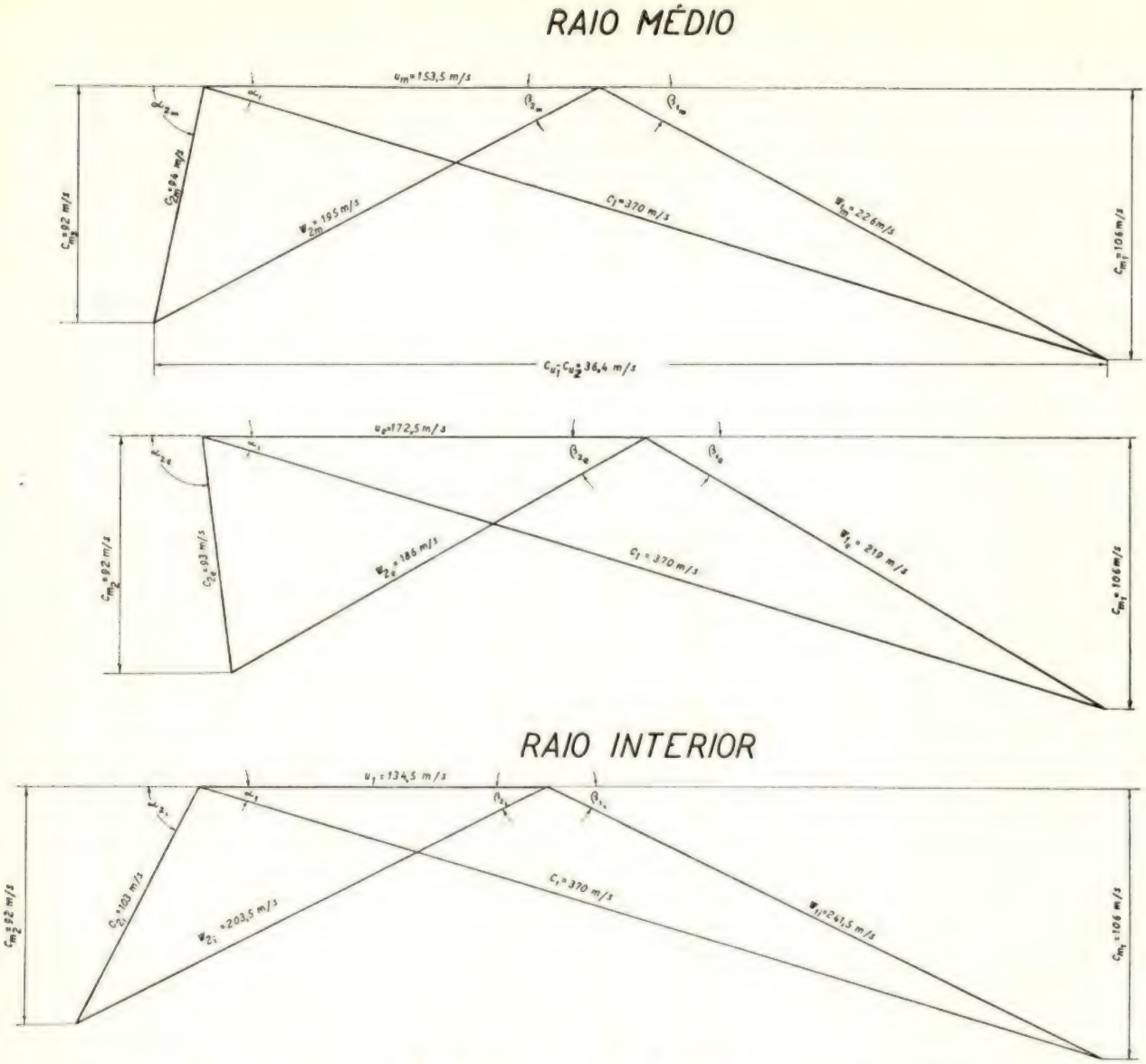


Fig. 5 — Diagramas reais da turbina

(Escala 1 mm <> 1 m/ seg)
(Escala modificada pela redução tipográfica)

Podemos, então, tomar os seguintes valores que obedecem às condições prescritas.

$N_{desv.} = 39$ ..... divisível por 3
$N_{desv.} + 3 = 42$ ..... 41 + 1
$N_{roda} = 41$ ..... n.º primo

Temos, então

Desviador

39 pás e 3 paredes divisórias

Roda

41 pás

Com estes valores é possível determinar os passos das pás nos diâmetros interior, exterior e médio e, portanto, esboçá-las. (Fig. 6).

O cálculo que se fez para o número de pás do distribuidor poderia, igualmente, ser feito para a roda.

Como a determinação do número de pás se faz por tentativas, esboçando os canais da roda para vários graus de enchimento — e atendendo ainda à resistência das pás à força centrífuga que pode anular todo o cálculo — é conveniente, para reduzir o número de tentativas começar por efectuar o cálculo do número de pás da roda em vez das do distribuidor.

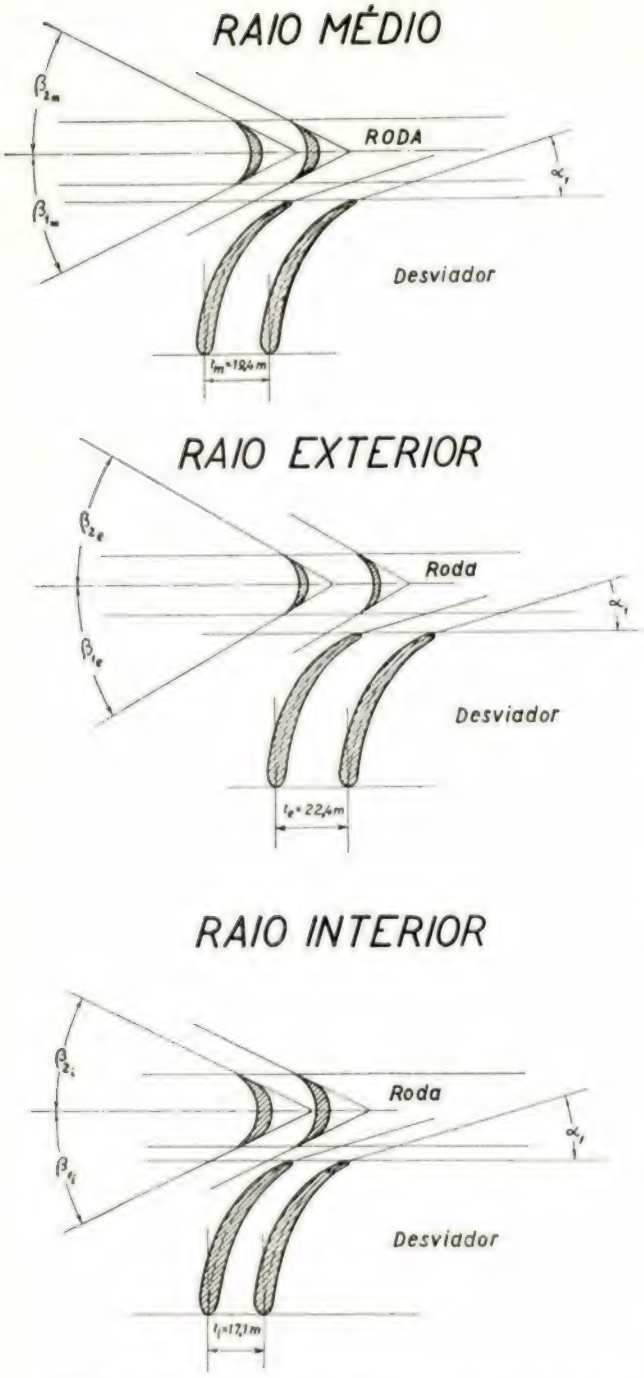


Fig. 6 — Perfis das pás da roda e do desviador da turbina

Atingido um valor satisfatório é preferível calcular o número de pás do distribuidor e substituir o cálculo das da roda pelo desenho definitivo.

c) *Espessura terminal das pás do desviador*

Falta apenas calcular em definitivo este valor, o que se faz a partir da expressão

$$N = \frac{K\,P_{mf}}{s_m} \qquad K = 0{,}15 \quad P_m = 800 \text{ mm} \quad n = 39 \text{ m}$$

$$s_m = \frac{K\,P_{mf}}{n}$$

$$= \frac{0{,}15.800}{39}$$

$$= 3{,}07 \text{ mm}$$

Tomamos

$$s_m = 3{,}0 \text{ mm}$$

5) *Algumas observações sobre o cálculo da turbina*

a)

Escolheu-se uma turbina de acção em virtude de, por termos três injectores, cada um deles ligado a um grupo de dois cilindros em fase, estarmos no caso duma turbina trabalhando com admissão parcial.

Como é sabido, uma turbina com admissão parcial nunca pode trabalhar em boas condições de rendimento se for de reacção e, por isso, se escolheu uma turbina trabalhando segundo o princípio da acção.

b)

A razão da construção de três injectores é o fulcro de todo o problema da sobrealimentação dum motor de dois tempos.

Sabe-se que em toda a tubagem de escape dum motor alternativo se formam ondas de pressão e de depressão que caminham do cilindro para o final das tubagens ou vice-versa, independentemente do sentido de marcha dos gases.

Toda a teoria da formação das ondas de escape, aliás complexa e ainda em elaboração, se encontra explicada num artigo de T. J. Williams em *The Chartered Mechanical Engineer*, de Junho de 1954, traduzido na *Técnica* n.º 250.

Conclui-se dessa teoria que as ondas de escape provocadas por um cilindro, num motor a dois tempos, vão influenciar profundamente o escape — e até a admissão — dos restantes cilindros.

Porque esta questão está ainda em regime de investigação laboratorial, não possuimos dados — nem há quem os possa ou queira fornecer —

para calcular a conduta de escape de modo a que formação de ondas fosse beneficiar a lavagem, admissão e sobrealimentação dos vários cilindros, especialmente no caso dum motor a 2 tempos em que o compressor é accionado por uma turbina de gases de escape. É, com efeito, neste caso que todo o problema da admissão é mais delicado, especialmente no arranque.

Para evitar então o prejuizo — ou benefício, não o sabemos dizer — que poderia resultar da influência das ondas de escape dum cilindro nos seguintes, decidiu-se separar a conduta de escape em três condutas cada uma delas ligando dois cilindros em fase.

Esta é a razão porque se empregaram três injectores.

Mais ainda: para que as ondas de escape de cada um dos cilindros em fase não fosse influenciar o outro, separou-se cada uma destas três condutas em duas que se vão unir no injector comum.

Não seria necessária esta última disposição se cada um dos cilindros — de cada par em fase — estivesse a igual distância da turbina o que não é o caso presente nem sequer é o caso vulgar.

Se existisse uma só conduta para cada dois cilindros em fase a teoria das ondas de escape leva-nos a concluir, fàcilmente, que o cilindro mais afastado da turbina teria uma boa lavagem com má sobrealimentação, enquanto que o mais próximo teria uma boa sobrealimentação mas com uma má lavagem.

c) *Método de cálculo*

Como se viu, o cálculo da turbina foi feito como se o fluxo de gases fosse constante, isto é, como se o motor se comportasse como um gerador de gases, fornecendo-os a temperatura, pressão e velocidade constantes.

Evidentemente, a realidade não é esta. Por cada rotação do motor cada um dos injectores «despeja» na turbina um jacto de gases cuja pressão e velocidade é variável embora a reunião das duas condutas se possa considerar, até certo ponto, como câmara estabilizadora de pressões.

É, pois, lícito perguntar se o método de cálculo é válido.

Sendo a sobrealimentação dos motores a 2 tempos um problema na ordem do dia, e ainda na mais intensa investigação laboratorial, pouco se sabe ainda dos métodos de cálculo teórico a utilizar.

O único método válido actualmente é projectar a turbina pelo processo que se afigure mais aproximado e, em seguida, ensaiá-la o mais completamente possível afim de tirar novas conclusões.

Quanto aos métodos puramente teóricos do cálculo parece apenas haver dois caminhos a seguir:

1 — O por nós utilizado, partindo da aproximação de supor o fluxo de gases com características constantes e admitindo que essas características são os valores médios horários;

2 — O que faz o estudo baseando-se também, de características médias mas determinando esses valores médios a partir dos valores instantâneos.

Este segundo método vem exposto num artigo publicado na «Revue Brown Boveri» de Agosto de 1954, n.º 8 do Tomo 41.

Em virtude deste segundo processo, muito recente, ser bastante complexo e do facto de se basear em inúmeros gráficos e tabelas empíricas, preferimos o primeiro.

Resta dizer que, quando nos referimos a método de cálculo da turbina, englobamos não só o cálculo desta como, sobretudo, o das características dos gases de escape, pois o cálculo do diagrama, potência, diâmetro, etc. da turbina é idêntico em ambos como, aliás, em todos casos.

IV — CÁLCULOS DE RESISTÊNCIA

1 — *Forças centrífugas das pás*

a)

Após ter traçado os perfís das pás, planimetraram-se as áreas das secções das pás correspondentes aos diâmetros interior, médio e exterior da roda.

Os valores achados foram os seguintes:

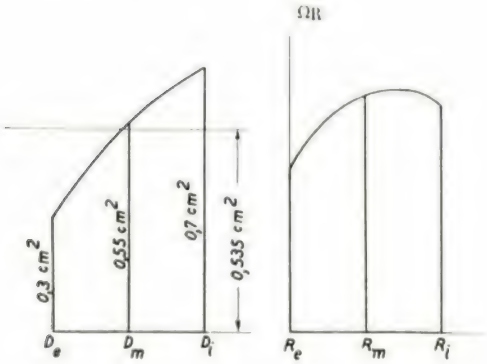
$\Omega_i = 0{,}7 \text{ cm}^2 \quad d_i = 228 \text{ mm}$

$\Omega_m = 0{,}55 \text{ cm}^2 \quad d_m = 260 \text{ mm}$

$\Omega_e = 0{,}3 \text{ cm}^2 \quad d_e = 292 \text{ mm}$

e com eles se construiram dois diagramas (Fig. 7) que nos permitiram achar gràficamente o valor dos integrais

$$\overline{\Omega} = \frac{\int_{Ri}^{Re} \Omega \,.\, dR}{R_e - R_i} \quad ; \quad \int_{Ri}^{Re} \Omega R \,.\, dR$$



$$\boxed{\int \Omega R dR <> 24{,}1\ cm^2 = 33{,}2\ cm^4}$$

Fig. 7

Cálculo gráfico do valor $\int_{Ri}^{Re} \Omega R \,.\, dR$

Os valores achados são os seguintes:

$$\overline{\Omega} = 0{,}535\ cm^2 \qquad \int_{Ri}^{Re} \Omega R \,.\, dR = 33{,}2\ cm^4$$

b) *Força centrífuga do corpo da pá*

$$F_c = \int_{Ri}^{Re} dF_c = \int_{Ri}^{Re} dm \,.\, \omega^2 \,.\, R = \int_{Ri}^{Re} \frac{\gamma}{g} \,.\, \Omega \,.\, dR \,.\, \omega^2 \,.\, R$$

$$F_c = \frac{\gamma}{g} \,.\, \omega^2 \int_{Ri}^{Re} \Omega \,.\, R \,.\, dR$$

Para o material das pás é

$$\mu = \frac{\gamma}{g} = 791\ kg\ seg\ m^{-4}$$

$$\omega^2 = \left(\frac{\pi n}{30}\right)^2 = \left(\frac{\pi \times 11300}{30}\right)^2 = 1.400.000\ rad^2\ seg^{-2}$$

Donde

$$F_c = 791 \times 1.400.000 \times 33{,}2 \times 10^{-8}$$

$$F_c = 368\ kg$$

c) *Fadiga de tracção na secção interior da pá*

$$\sigma_t = \frac{F_c}{\Omega_i} = \frac{368}{0{,}7} = 525\ kg/cm^2$$

Devemos recordar-nos que, em serviço, as fadigas térmicas vêm somar-se às fadigas devidas à força centrífuga, pelo que o valor achado para σ_t se considera aceitável embora um pouco elevado.

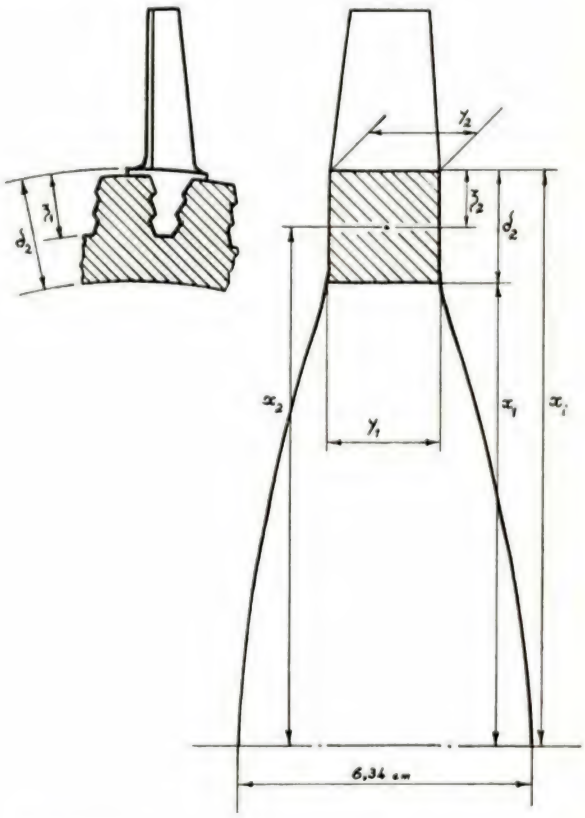


Fig. 8 — Corpo e pé das pás e perfil do disco de igual resistência da turbina, tal como foram projectados na Sala de Construção de Motores

2 — *Cálculo do disco*

a) *Fadiga na coroa do disco*

Esta fadiga é devida à força centrífuga das pás completas (corpo e pé) e das regiões da coroa compreendidas entre os pés das pás.

De acordo com a figura 8 as dimensões são

$$\delta_2 = 0{,}022 \text{ m}$$
$$\zeta_2 = 0{,}014 \text{ m}$$
$$y_2 = 0{,}022 \text{ m}$$
$$x_2 = x_i - \zeta_2 = 0{,}114 - 0{,}014$$
$$x_2 = 0{,}100 \text{ m}$$
$$x_1 = 0{,}0920 \text{ m} \qquad y_1 = 0{,}022 \text{ m}$$

A força centrífuga dos pés das pás e das referidas regiões da coroa é

$$F'_c = \frac{\gamma}{g}\,\omega^2 \int_{x_2}^{x_i} \Omega \,.\, R \,.\, dR = \mu\,\omega^2 \int_{x_2}^{x_i} 2\,\pi \,.\, y_2\, R^2 \,.\, dR$$

$$= \mu\,\omega^2\, \frac{2\,\pi}{3}\, y_2\, (x_i^3 - x_2^3)$$

$$= \frac{791 \times 1{,}4 \times 10^6 \times 2\,\pi \times 0{,}022}{3} \times (0{,}100^3 - 0{,}0920^3)$$

$$F'_c = 11.320 \text{ kg}$$

Na coroa do disco vão montadas 41 pás.

Logo a fadiga σ_2 será

$$\sigma_2 = \frac{F'c + 41\,Fc}{2\,\pi\, x_2\, y_2} = \frac{11320 + 41 \times 368}{2\,\pi \times 0{,}100 \times 0{,}022}$$

$$\sigma_2 = 189{,}2 \,.\, 10^4 \text{ kg/m}^2 \simeq 190 \text{ kg/cm}^2$$

$$\sigma_2 = 190 \text{ kg/cm}^2$$

b) *Disco de igual resistência*

A expressão que nos dá a fadiga do disco de igual resistência é a seguinte

$$\frac{1-\nu}{E}\,\sigma\, x_1 = \frac{x_2^2}{E\,\delta_2\, y_2}\left(\sigma_2\, y_2 + \mu\,\omega^2\,\delta_2\, y_2\, x_2 - \sigma\,\frac{x_1\, y_1}{x_2}\right)$$

Substituindo valores vem,

$$(1 - 0{,}3)\; 9{,}20\;\sigma = \frac{10{,}0^2}{2{,}2 \times 2{,}2}\Big(190 \times 2{,}2 +$$
$$+ 79{,}1 \times 10^{-7} \times 1{,}4 \times 10^6 \times 2{,}2 \times 2{,}2 \times$$
$$\times 10 - \frac{9{,}2 \times 2{,}1}{10{,}0}\,\sigma\Big)$$

$$6{,}44\,\sigma = 20{,}7\,(418 + 536 - 1{,}93\,\sigma) = 19.700 - 39{,}9\,\sigma$$

$$\sigma = \frac{19.700}{46{,}34} = 425 \text{ kg/cm}^2 \qquad \sigma = 425 \text{ kg/cm}^2$$

Esta fadiga é aceitável se atendermos às fadigas posteriores de origem térmica.

c) *Perfil do disco de igual resistêneia*

$$y = y_a\; e^{-\frac{\mu\,\omega^2}{2\,\sigma}\,x^2}$$

α) *Cálculo do expoente*

$$-\frac{\mu\,\omega^2}{2\,\sigma} = -\frac{791 \times 1.400.000}{2 \times 4.250.000} = -130{,}5$$

β) *Cálculo de y_a*

$$y_1 = y_a\; e^{-\frac{\mu\,\omega^2}{2\,\sigma}\,x_1^2}$$

$$y_a = y_1\; e^{-\frac{\mu\,\omega^2}{2\,\sigma}\,x_1^2} = 2{,}1\; e^{-130{,}5 \times 0{,}092^2}$$

$$y_a = 2{,}1 \times e^{1{,}105} = 2{,}1 \times 3{,}02$$

$$y_a = 6{,}34 \text{ cm}$$

Calculemos agora alguma espessuras intermédias a fim de podermos traçar o perfil do disco.

a) Para $x = 3{,}6$ cm (ligação com veio) vem

$$y = 6{,}34\; e^{-130{,}5 \times 0{,}036^2} = \frac{6{,}34}{1{,}18} \simeq 5{,}35 \text{ cm}$$

b) Para $x = 4{,}5$ cm

$$y = 6{,}34\; e^{-130{,}5 \times 0{,}045^2} = \frac{6{,}34}{1{,}300} \simeq 4{,}9 \text{ cm}$$

c) Para $x = 5{,}5$ cm

$$y = 6{,}34\; e^{-130{,}5 \times 0{,}055^2} = \frac{6{,}34}{1{,}48} \simeq 4{,}3 \text{ cm}$$

3 — *Determinação da velocidade crítica do rotor*

De acordo com o processo de Kull a velocidade crítica de 1.ª ordem dum veio carregado com vários discos e de diâmetro variável é dada por

$$\omega_c = \sqrt{\frac{g}{f}}$$

em que

$$f = \frac{\Sigma\, P_i\, f_i^2}{\Sigma\, P_i\, f_i}$$

representando f_i as flechas estáticas nas linhas de acção das cargas P_i, quando estas actuam simultâneamente.

A determinação das flechas estáticas está feita na figura 9.

Para tal dividiu-se o veio em 26 partes repartindo assim o peso próprio por elas.

Traçado o polígono funicular das cargas obtiveram-se as reacções nos apoios A e B

$$R_A = 13{,}7 \text{ kg}$$
$$R_B = 13{,}9 \text{ kg}$$

tendo-se adoptado as seguintes escalas

$$\text{(compr)} \quad 1\ \overline{\text{cm}} <> 1 \text{ cm}$$
$$\text{(forças)} \quad 1\ \overline{\text{cm}} <> 1 \text{ kg}$$

como se fez $\delta = 15$ cm vem

$$\text{(momentos)} \quad 1\ \overline{\text{cm}} <> 15 \text{ kg . cm}$$

Verificou-se o momento flector máximo na secção indicada na figura 9. O seu valor é

$$M_{max} = 273 \text{ kg . cm}$$

Achou-se em seguida a superfície dos momentos reduzidos $\frac{M}{I}$ apresentando-se num quadro a seguir os valores dos diâmetros do veio, dos momentos de inércia, e dos cocientes $\frac{M}{I}$ para os diferentes pontos de aplicação das forças

Pontos de aplicação	Diâmetros (cm)	Momentos de inércia cm^4	M/I (kg/cm^3)
1, 28 e A,B	2,6	1,73	158
2 e 27	4,1	6,77	40,3
3, 4, 25 e 26	4,3	7,80	35
5, 17 e 18	8,4	58,1	4,7
6 a 16	7,2	36,6	7,46
19, 20 e 21	5,6	17,3	15,8
22 e 23	5,2	13,85	19,7
24	4,8	10,90	25

A escala adoptada para os cocientes $\frac{M}{I}$ foi

$$\left(\frac{M}{I}\right) 1\ \overline{\text{cm}} <> 2 \text{ kg/cm}^3$$

A superfície dos momentos reduzidos foi tomada para superfície de carga dum veio ideal de acordo com o teorema de Mohr.

A escala adoptada para essa superfície é, portanto

$$1\ \overline{\text{cm}}^2 <> 2 \text{ kg/cm}^2$$

A escala de forças fictícias fez-se

$$1\ \overline{\text{cm}} <> 5\ \overline{\text{cm}}^2 <> 10 \text{ kg/cm}^2$$

Obtivemos assim 13 forças simbólicas de valores

Forças Fictícias	Expressão da Área	Área (cm^2)	Valor da Força Fictícia ($\overline{cm}$)
F_1	1,2 × 1	1,2	0,24
F_2	(0,32 × 1,2) × 3	4,56	0,914
F_3	(1,05 × 2,3) × 4,8	16,1	3,22
F_4	(0,32 × 0,36) × 1,3	0,884	0,177
F_5	(0,6 × 1,86) × 23	56,5	11,3
F_6	(1,86 × 1,8) × 1,3	4,75	0,95
F_7	(1,15 × 0,9) × 5,25	10,76	2,15
F_8	(3,1 × 2) × 7,7	39,2	7,85
F_9	(2,5 × 1,8) × 4,2	18,07	3,61
F_{10}	(2,3 × 1,97) × 1,6	6,84	1,37
F_{11}	(2,75 × 1,45) × 4,3	18,07	3,61
F_{12}	(1,7 × 0,62) × 3,02	7,00	1,4
F_{13}	2,5 × 1,8	4,5	0,9

Os lados do novo funicular cortam as linhas correspondentes às mudanças de secção em pontos da linha elástica o que nos permitiu traçar esta última.

Sendo $\delta_1 = 20$ cm a nova distância polar e as escalas

$$\text{(forças fictícias)} \quad 1\ \overline{\text{cm}} <> 10 \text{ kg/cm}^2$$
$$\text{(comprimentos)} \quad 1\ \overline{\text{cm}} <> 1 \text{ cm}$$

A escala dos momentos vem

$$1\ \overline{\text{cm}} <> 10\ \delta_1 = 200 \text{ kg . cm}$$

e a escala das flechas, como ensina o teorema de Morh

$$\text{(flechas)} \quad 1\ \overline{\text{cm}} <> \frac{200}{E} \text{ cm}$$

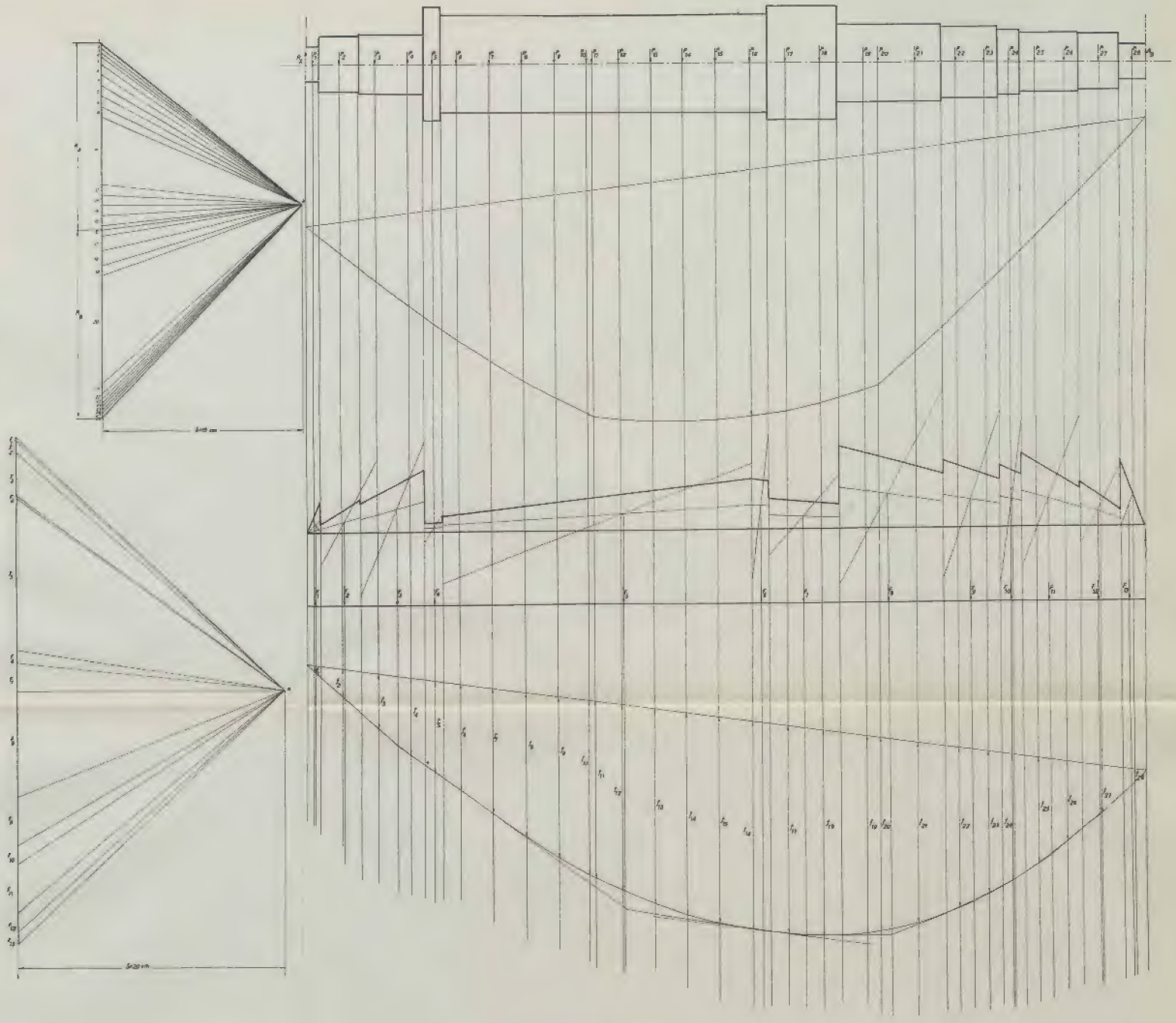
Por precaução, tomamos o valor de E relativo a 400° C embora a temperatura do veio fique muito àquem.

$$E = 1.860.000 \text{ Kg/cm}^2.$$

A escala das flechas virá

$$1\ \overline{\text{cm}} <> \frac{200}{1.860.000} \text{ cm} = 1{,}076 \cdot 10^{-4} \text{ cm}$$

As flechas nas linhas de acção das forças, assim como os produtos P . f e P . f^2 indicam-se no quadro seguinte.



VELOCIDADE CRÍTICA

PROCESSO DE G. KULL

Escalas

1 $\overline{\text{cm}}$ <> 1 cm	(comprimentos)
1 $\overline{\text{cm}}$ <> 1 kg	(forças)
1 $\overline{\text{cm}}$ <> 15 kg cm	(momentos)
1 $\overline{\text{cm}}$ <> 2 kg cm^{-3}	(M/I)
1 $\overline{\text{cm}}$ <> 1 kg cm^{-2}	(forças ficticias)
1 $\overline{\text{cm}}$ <> 1,076 10^{-4} cm	(flechas)

Fig. 9

N.º	Flecha cm	Flecha f (cm^{-4})	P (kg)	f^2 ($cm.10^{-8}$)	f . P	f^2 . P
1	0,5	0,538	0,041	0,29	0,02205	0,0119
2	2,1	2,26	0,305	5,1	0,69	1,555
3	4,1	4,41	0,27	19,4	1,19	5,24
4	5,7	6,13	0,27	37,6	1,655	10,15
5	6,8	7,31	0,555	53,3	4,06	29,6
6	7,9	8,49	0,77	72,0	6,54	55,5
7	9,3	10	0,77	100	7,7	77
8	10,7	11,5	0,77	132	8,86	101,7
9	11,9	12,8	0,77	164	9,86	126,3
10	12,95	13,92	0,77	194,0	10,72	149,5
11	13,12	14,1	5	198,5	70,5	993,0
12	13,80	14,85	0,77	220,0	11,44	169,5
13	14,45	15,52	0,77	241,0	11,96	185,8
14	14,95	16,08	0,77	259,0	12,4	199,5
15	15,25	16,4	0,77	269,0	12,63	207,2
16	15,4(máx.)	16,55	0,77	274,0	12,75	211,0
17	15,4	16,55	1,11	274,0	18,4	304,0
18	15,2	16,35	1,11	267,0	18,15	296,2
19	14,6	15,7	0,72	246,0	11,3	177,0
20	14,3	15,38	8	236,0	12,3	189,8
21	13,4	14,4	0,72	207,0	10,37	149,0
22	11,8	12,68	0,345	160,0	4,37	55,2
23	10,5	11,28	0,345	127,0	3,89	43,8
24	9,3	10	0,224	100,0	2,24	22,4
25	7,8	8,38	0,242	70,0	2,03	16,95
26	5,9	6,34	0,242	40,1	1,535	9,71
27	3,5	3,76	0,305	14,15	1,147	4,31
28	0,95	1,022	0,082	1,44	0,084	0,0857
					$\Sigma f P = 379,5$	$\Sigma f^2 P = 5491$

Daqui tiramos,

$$f = \frac{\Sigma P . f^2}{\Sigma P . f} = \frac{0,5491}{0,03795} = 0,00145 \text{ cm}$$

$$\omega_c = \sqrt{\frac{g}{f}} = \sqrt{\frac{980}{0,00145}} = 822 \text{ rad/seg}$$

$$n_c = \frac{30\,\omega_c}{\pi} = \frac{30 \times 822}{\pi} = 7850 \text{ r. p. m.}$$

$$n_c = 7.850 \text{ r. p. m.}$$

Daqui se conclui que, por ser a velocidade inferior à velocidade de regime e existindo numa zona de trabalho do turbo-compressor, é preciso projectar um novo veio, de maiores diâmetros, de forma a passar a velocidade crítica para além da velocidade de regime.

Em virtude do trabalho ter apenas interesse pedagógico e da escassez de tempo não se procedeu ao novo cálculo.

Apresentamos aqui os nossos agradecimentos ao Professor Abram Droz, bem como ao assistente da cadeira da Construção de Motores, Eng.º M. Soares Ribeiro, por todas as críticas e sugestões recebidas no decurso deste trabalho e, também, pelo bom acolhimento que a nossa iniciativa lhes mereceu.

Queremos, também, agradecer ao Dr. Eng.º A. Varela Cid não só os esclarecimentos prestados sobre a termo-aerodinâmica da turbina a gás, como em especial as aulas extraordinárias que, gentilmente, se propôs consagrar ao Cálculo Energético dos Motores Diesel.

BIBLIOGRAFIA

«Máquinas de Combustão Interna» — J. Rodrigues dos Santos — 1945.

«Thermodynamics applied to heat engines» — E. M. Lewitt — 1952.

«Diesel Engine Design» — T. D. Walshaw — 1953.

«Internal Combustion Engines» — L. C. Lichty — 1951.

«Centrifugal Pumps and Blowers» — A. H. Church — 1944.

«An Introduction to the Gas Turbine» — D. G. Sheperd — 1950.

«Steam Turbine Theory and Practice» — W. J. Kearton — 1950.

«Estudo do Rótor duma Turbina a Gás» — José Henrique Arantes — artigo publicado na *Técnica* n.º 230.

«Exhaust arrangements and their influence on the power output of internal — combustion engines» T. J. Williams — artigo publicado em «The Chartered Mechanical Engineer» de Junho de 1954 — n.º 6, volume 1.

«La suralimentation des moteurs Diesel à deux temps au moyen de turbo — compresseurs mus par les gaz d'échappement».

«Augmentation de la puissance des moteurs Diesel à deux temps par la suralimentation au moyen de turbo-compresseurs mus par les gaz d'echappement».

Artigos publicados na «Revue Brown-Boveri» de Agosto de 1954.

C. D. 621.314.69

Rectificadores de energia com germânio e silício

Por John L. Boyer
Gerente da Secção de Rectificadores do Depto. de Transportes e Geradores, Westinghouse Electric Corp., East Pittsburgh, Penn.

Dentro da amplitude de capacidades de uma série de aparelhos industriais, existe às vezes uma lacuna que não pode ser devidamente preenchida com nenhum dos dispositivos já conhecidos. Eis o que ocorria há muito tempo com os rectificadores de corrente. A mais de uns 200 volts, o ígnitron dava excelentes resultados; a menos de uns 50 volts, o rectificador de selénio era muito satisfatório. Mas, entre esses dois extremos, não havia aparelho algum que reunisse todas as características desejáveis de grande rendimento, baixo custo de manutenção e longa duração.

Essa lacuna desapareceu. Graças aos adiantamentos realizados nos materiais semicondutores — o germânio e o silício — fabricam-se agora rectificadores de grande capacidade para as tensões intermediárias referidas. Actualmente, podem fazer-se rectificadores de germânio de até uns 600 ampères, para tensões de 65 volts de c. c., e para correntes mais intensas, mediante o acoplamento dos rectificadores em paralelo. Ligando dois deles em série obtêm-se tensões de até 130 volts, e maiores ainda com auxílio de vários em série, conquanto isto tenha seus limites económicos. Mas os progressos no ramo dos semicondutores são rápidos, e as limitações actuais provàvelmente não durarão muito tempo.

História do rectificador para baixas tensões

O rectificador do tipo de válvula cheia de gás, que tanto se emprega para as altas tensões, resulta antieconómico a menos de 200 volts, pois a queda de tensão do arco nas válvulas de tipo comercial é quase independente da voltagem entre bornes, e baixa consideràvelmente a tensão de c. c.. Por isso, não se tem empregado o ígnitron para as tensões de menos de 200 volts, salvo em casos especiais. Têm sido grandes os progressos na redução da queda de tensão do arco das válvulas cheias de gás, com o objectivo de aumentar-lhes o rendimento a baixas tensões. Conseguiu-se reduzir essa queda nos rectificadores de arco de mercúrio, tais como o ígnitron e o tiratron, obtendo-se um bom rendimento a mais de 250 volts, porém a menos de 200 considera-se excessiva a perda na válvula.

Têm-se fabricado e provado no laboratório válvulas com outros elementos como o césio e o potássio, tanto de cátodo quente camo de cátodo com poço. A Fig. 1 mostra uma válvula experimental de césio com poço, de uma capacidade de 200 ampères a 150 volts. A maior vantagem da válvula de césio consiste em que se obtém uma leve perda no arco (de três a oito volts) ainda com um alto rendimento em corrente contínua. Por outro lado, essas válvulas exigem uma regulação muito precisa da temperatura de funcionamento e seu rendimento é muito baixo em comparação com o tamanho do eléctrodo. As válvulas dessa espécie não parecem ter características tão satisfatórias como os rectificadores de semicondutor.

Fig. 1

Conquanto antigo em princípio, o rectificador mecânico tem sido consideràvelmente melhorado durante os últimos dez anos. Neste aparelho, estabelece-se e interrompe-se mecânicamente o contacto cada meio ciclo, para a rectificação. A maior parte dos progressos tem consistido na criação de dispositivos para reduzir o desgaste dos contactos, tais como reactores de saturação, que deixam passar a corrente por pequenas etapas no princípio e no fim da condução, e tubos de derivação de baixa queda de tensão, que reduzem a formação do arco nos contactos. A Fig. 2 mostra um circuito típico de um rectificador experimental de tipo mecânico. Provaram-se vários sistemas de movimento dos contactos. Os mais satisfatórios são os dispositivos magnéticos ou de motor que fecham os contactos para

a passagem da corrente e os abrem quando esta alcança um valor baixo. Fecham-se os contactos de um rectificador dessa espécie por meio de um electro-ímã regido por um circuito auxiliar, que determina o momento em que a condução de corrente deve começar e terminar durante cada fase. Encerram-se os contactos hermèticamente em azoto a uma pressão de cinco atmosferas a fim de eviaar a oxidação e aumentar sua resistência às tensões em circuito aberto.

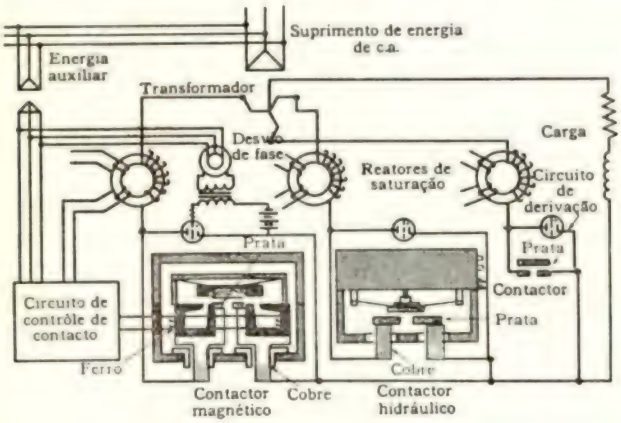


Fig. 2

Mas o desgaste dos contactos do rectificador mecânico dá lugar a consideráveis despesas, mesmo quando o circuito é dotado de meios especiais de protecção eléctrica, de modo que, por mais que se aperfeiçoe, é provável que esse aparelho jamais tenha a grande aceitação de que hão de gozar os rectificadores de semicondutor dentro de poucos anos.

Características do rectificador de germânio

Em face das extraordinárias possibilidades dos rectificadores de semicondutor, fizeram-se grandes esforços para aperfeiçoá-los e desse labor nasceu um novo grupo de rectificadores denominados «semitrons». Um deles, que utiliza o germânio como semicondutor, é agora uma realidade.

A característica mais importante do rectificador de germânio consiste em sua baixa queda de tensão no sentido directo, mesmo com correntes de grande densidade, e o semitron de germânio é feito de modo a tirar partido dessa característica.

A Fig. 3 mostra a queda de tensão em sentido directo de um semitron típico de germânio, em função da corrente de carga. Sua capacidade é de 200 ampères de corrente de carga e sua queda de tensão em sentido directo é de cerca de 0,63 volts com essa carga.

Quando se aplica uma tensão inversa a um rectificador de germânio, circula uma leve corrente inversa, cuja densidade depende do valor dessa tensão e da temperatura do germânio. A Fig. 3 mostra a flutuação da corrente inversa em função da corrente de carga, com uma tensão inversa constante de 80 volts. Deve-se a intensificação da corrente inversa com a corrente de carga em sentido directo ao aumento de temperatura do germânio. A intensidade de corrente inversa admissível determina a carga que pode impor-se ao semitron. Por tratar-se de uma pequena massa, a capacidade deste rectificador é contínua e não pode suportar sobrecargas a menos que se reduza a carga básica.

As correntes de falha que os rectificadores de linha têm de suportar são geralmente muito intensas e convém, por conseguinte, levar em consideração sua resistência a essas correntes tanto em sentido directo como em sentido inverso. No semitron de germânio de 200 ampères, o limite dessa resistência, em sentido directo, é de uns 3000 ampères durante 10 ciclos. As correntes mais intensas ou mais prolongadas produzem danos irreparáveis ao rectificador.

No rectificador de germânio, as correntes de falha em sentido inverso destroem as superfícies dos contactos entre discos Consequentemente é preciso evitar que a sobrecarga exceda o limite indicado, mesmo por um curto instante, e que a temperatura do germânio suba além de 65 graus C.

Construção do semitron

O coração do rectificador de germânio é uma junção de cinco camadas de material unidas por fusão (Fig. 4) As camadas superior e inferior são de molibdenio metal que tem o mesmo coeficiente de dilatação que o germânio e que é bom condutor de calor. Estas duas

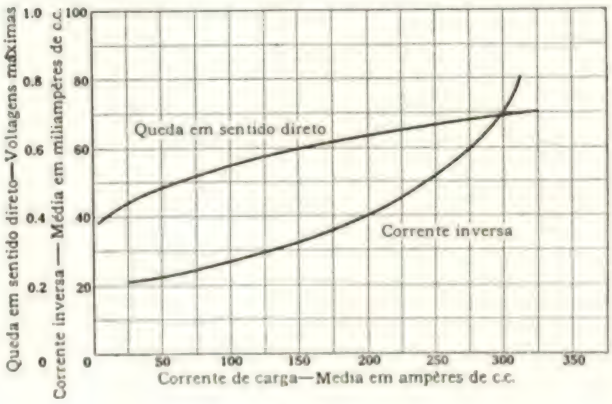


Fig. 3

camadas formam um suporte sólido e estável para as outras três durante a fabricação, ao mesmo tempo que constituem boas superfícies para a fixação das ligações eléctricas. A capa central rectificadora desta «pilha» é uma lâmina de germânio seccionada de um cristal que contém uma pequena quantidade de impurezas, o que produz um excesso de eléctrões e dá ao germânio as características do tipo *n*. Solda-se o germânio à camada inferior com estanho puro e à superior com índio puro. A ligação de molibdenio e estanho é de tipo óhmico, mas o índio da superfície superior difunde-se no germânio e converte-se do tipo *n* em tipo *p*, formando assim uma junção *p-n*. Como o semitron é para correntes intensas, seu cristal de germânio mede cerca de 25 mm de diâmetro.

Soldam-se o conjunto do cristal à base de cobre e o cabo flexível à capa superior de molibdenio. Depois, cobre-se o conjunto com uma tampa de vidro e kovar e soldam-se hermèticamento as juntas para evitar a entrada de ar. Em seguida faz-se o vácuo no semitron e prova-se com um detector de escapes do tipo de hélio. Após extrair os gases das partes internas, introduz-se no semitron um gás inerte seco, à pressão de uma atmosfera.

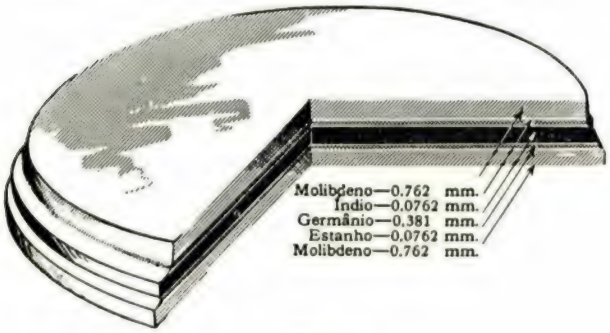


Fig. 4

O rectificador de germânio para correntes intensas pode durar muitos anos. Para evitar as falhas da pilha devidas à unidade e às impurezas, seus elementos de rectificação são hermèticamente fechados e desenhados de modo que o cristal não possa ser danificado pela dilatação térmica ou outras forças exteriorés. Devido à baixa temperatura a que tem de funcionar o germânio, fabricou-se o primeiro semitron do tipo de refrigeração a água, mas foi concebido de maneira que com pequenas modificações pudesse ser refrigerado a ar. Além disso, sua construção é tal que muitos destes rectificadores podem ser ligados em paralelo, com um sistema de refrigeração relativamente simples.

Em face dos bons resultados obtidos com as válvulas com vedações de vidro e metal, escolheu-se esse sistema de fechamento hermètico para os rectificadores de germânio. As primeiras experiências feitas com pequenos diódios e transistores de germânio demonstram que, para que eles durassem bastante eram necessárias vedações da maior eficácia possível

A humidade é uma das impurezas mais deletérias, porque favorece o escape da corrente inversa pelas bordas da junta.

Rectificadores de germânio — Os semitrons de germânio podem ser intercalados nos circuitos de rectificação de corrente, do mesmo modo que os ígnitrons e os rectificadores de selénio. Como a queda de tensão nos grandes rectificadores de germânio é muito uniforme em sentido dirocto, é possível ligá-los em paralelo sem ser necessário escolhe-los. Os semitrons podem funcionar em série, sempre que se escolham os de iguais caracteristicas com corrente inversa, mas em geral projectam-se de sorte que cada pilha rectificadora fique submetida a uma determinada tensão. Os

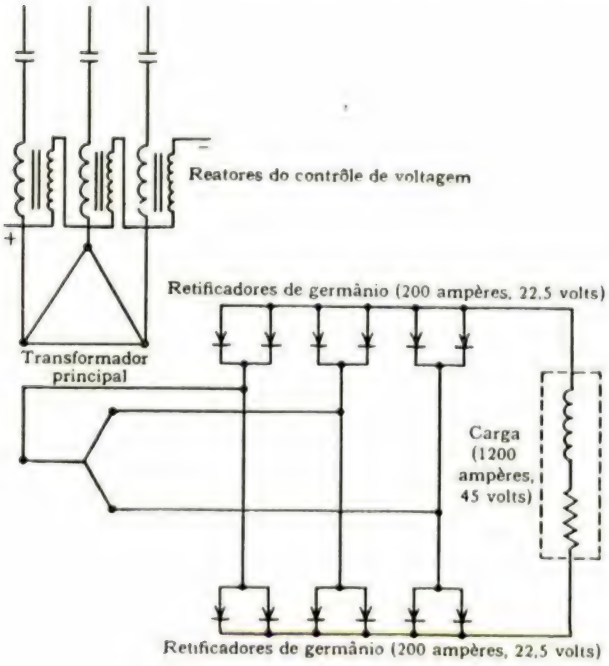


Fig. 5 — Circuito típico de semitrons de germânio

Fig. 6

semitrons podem também ligar-se em paralelo com outros dispositivos de conversão de corrente, tais como ignitrons e moto-geradores.

A Fig. 5 mostra um circuito típico de semitrons de germânio de uma capacidade total de 1200 ampères a 45 volts. Já se fizeram circuitos até com oito semitrons em paralelo por fase.

Semitrons de silício — O silício é outro semicondutor que promete muito para a rectificação da corrente. Sua maior vantagem é que pode funcionar a temperaturas de até aproximadamente 180 graus C, com maior resistência às tensões inversas que o germânio, embora, por enquanto, pareça provável que a queda de tensão no sentido directo seja maior — quiçá de mais meio volt — com o silício. O semitron de silício tem sido aperfeiçoado a tal ponto que se estão utilizando no laboratório válvulas de 200 ampères refrigeradas a ar.

A Fig. 6 mostra um semitron de silício refrigerado a ar. O ar passa a grande velocidade e baixa pressão por um radiador, para dissipar o calor, produzido sobretudo pela passagem da corrente de carga em sentido directo. Estes semitrons de silício podem também funcionar em paralelo, com uma barra colectora comum refrigerada a ar. Os de silício refrigerados a água empregam-se sòmente quando uma causa qualquer impede ou desaconselha a refrigeração a ar.

Futuro dos rectificadores de semicondutor

Os semitrons de germânio e de silício estão destinados a ter amplas aplicações para a rectificação da corrente de baixa tensão de uns 9 a 130 volts de c. c.. Com os aperfeiçoamentos que se vêm fazendo, seu limite superior de tensão aumentará sem dúvida para mais ou menos 400 volts dentro de poucos anos.

Actualmente, o campo de aplicações do rectificador de germânio é limitado à rectificação a baixas tensões nas oficinas de eletroquímica e galvanização e em elementos de forno, assim como para a energia industrial de baixa tensão. No dia em que se contar com rectificadores de silício para tensões mais altas seu emprego poderá estender-se às oficinas de eletroquímica de tensão média e ao serviço de corrente de 250 volts para as indústrias. Os de germânio continuarão provàvelmente sendo os preferidos para a galvanização a baixa tensão, pois que sua queda de tensão em sentido directo é menos considerável

Inúmeras são as possibilidades do semicondutor num futuro mais remoto. Por exemplo, é provável que se consigam fabricar transistores de energia de uma capacidade de centenas de ampères, o que quiçá levará à criação de rectificadores destinados, como os transistores, tanto ao controle como à rectificação da voltagem de saída. Outras possibilidades destes dispositivos são igualmente promissoras.

Em vista de serem tamanhas as possibilidades dos novos rectificadores de semicondutor, estão-se a fazer grandes progressos.

É muito difícil determinar qual desses dispositivos — de germânio ou de silício — será posto em produção, pois os circuitos se tornam antiquados mesmo antes de os dispositivos entrarem em serviço. Mas os excelentes resultados obtidos com os que se estão fabricando actualmente indicam que estes rectificadores sãrão um dia os preferidos para as tensões médias. O que importa saber é quando poderão adaptar-se a outras voltagens. Actualmente, pode prever-se que encontrarão sem demora muitas outras aplicações.

(Extraído de O ENGENHEIRO WESTINGHOUSE)
Junho — Setembro, 1955

BIBLIOTECA
FICHEIRO

Classificadores responsáveis:

Adelino Felgueiras Barreto, António Alves dos Santos, João Armando Costa Marques, João Manuel Martins Pereira, José Carlos Viana Baptista e Mário Canongia Lopes.

Recortar as indicações bibliográficas que formam uma ficha e estão encimadas por C. D. *(classificação decimal)*.

Colar cada referência num pequeno rectângulo de cartolina com 75 × 125 mm..

Ordenar pelos índices decimais, *começando da esquerda para a direita,* independentemente do número de algarismos que o índice contiver.

Consultar, em casos duvidosos, a exemplificação inserida na «Técnica» n.º 218 e seguintes, ou recorrer à Biblioteca da A. E. I. S. T..

Notar que a inserção das fichas nesta publicação respeita a ordem correcta, no intuito de a esclarecer o mais possível.

A comodidade de possuir no próprio local de trabalho um arquivo ordenado e de fácil consulta sobre assuntos que se sabe onde existem, é uma das evidentes vantagens de um ficheiro de Classificação Decimal.

Os assuntos de que estas fichas são referência ficam patentes à consulta a partir desta data.

C. D. 7.01 : 624.041

Estática e estética — *Bemjamin de A. Carvalho.*

Revista Municipal de Engenharia, 1-3-954, vol. 21, n.º 1, pág. 19.

C. D. 62 : 74 [531.7.081]

Conversion of Inch and Metric Sizes on Engineering Drawings — *L. W. Nickols*

Engineering, 1-4-955, vol. 179, n.º 4653, pág. 409-11.

C. D. 69.009.18 : 621.012.47

Private and Public Safe Guards in the use of Prestressed Concrete.

Civil Engineering and Public Works Review, 1-955, vol. 50, n.º 583, pág. 91.

C. D. 331.1

Relation ship betwen Contractor and Occupier — *A. G. Palmes.*

Civil Engineering and Public Works Review, 3-955, n.º 586, pág. 406.

C. D. 331.87 : 625.8.08

Administre bien su Obra — *Fred Farrell.*

Caminos y Construccion Pesada, 3-955, vol. 14, n.º 3, pág. 16.

C. D. 516

Sul Classico Problema di Giacomo Bernoulli. Nuova Soluzione Pratica — *Ferdinando Romano.*

Rivista del Catasto e del Servizi Tecnici Errariali, 1954, ano 9, n.º 5, pág. 351-363.

C. D. 532 + 536

Dropwise Condensation on a Metal Surface — *H. Ampton.*

Engineering, 15-4-955, vol. 179, n.º 4655, pág. 464-9.

C. D. 533.6.013.42/533.6.015

Flight Flutter Tests on the Gloster Javelin — *H. G. S. Peacock.*

Aircraft Engineering, 3-955, vol. 27, n.º 313, pág. 68-72

C. D. 533.6.69

Boundary-Layer Effects Discussed.

The Aeroplane, 15-4-955, vol. 88, n.º 2282, pág. 493-4

C. D. 533.6.661 : 536.8

Augmenting Helicopter Take-Off Power by Ram-Jets — *R. T. De Vault.*

Aircraft Engineering, 2-955, vol. 27, n.º 312, pág. 34-36

C. D. 536 : 621.5

Central Heating by Heat Pump.
Report of three years operation in a bungalow — *J. A. Sumner.*

Engineering, 8-4-955, vol. 179, n.º 4654, pág. 439-41

C. D. 539.1

Desde el descurrimiento hasta la fision del Uranio — *Orlando Bravo.*

Técnica + Arte, vol. 3, n.º 8, pág. 3.

C. D. 539.41 : 534.39

Conference on stresses due to vibrations — *Group of the Institute of Physics.*

Aircraft Engineering, 2-955, vol. 27, n.º 312, pág. 37-40

A IMPREGNAÇÃO PROFUNDA

assegura a

MÁXIMA DURAÇÃO

Para que uma madeira dure, *não nos podemos contentar* em protegê-la com uma fina película exterior, como a que é alcançada por pincelagem, pulverização ou imersão.

Essa camada não defende as zonas interiores que vêm já atacadas da mata. Além disso as fendas que sempre aparecem mais tarde, inutilizam totalmente o valor do tratamento superficial.

Qual o melhor processo?

A injecção em autoclave sob vácuo e pressão, com produtos de reconhecida eficácia.

A SOPREM oferece à construção civil as suas Madeiras de pinho Tanalisadas, que são tratadas em autoclave com o produto mais utilizado em todo o mundo — o Tanalith.

A ausência de futuras despezas de conservação é uma generosa recompensa para o pequeno acréscimo de custo inicial.

P E D I D O S À

S O P R E M

SOCIEDADE DE PRESERVAÇÃO DE MADEIRAS, L.DA

RUA DO TELHAL, 12-4.º — TELEF. 4 7292 LISBOA

C. D. 539.41 : 586.49

Energy theorems and structural analysis — *J. H. Argyris.*
Aircraft Engineering, 2-955, vol. 27, n.º 312, pág. 42-58

C. D. 539.41 : 536.49

Energy theorems and structural analysis — *J. H. Argyris.*
Aircraft Engineering, 3-955, vol. 27, n.º 312, pág. 80-94

C. D. 539.43

More Thoughts on Fatigue.
The Aeroplane, 18-3-955, vol. 88, n.º 2278, pág. 357-9

C. D. 551.495

Aplicabilidade del Motodo de Thiem a la determinacion de permeabilidades — *Alberto Benitez.*
Revista de Obras Públicas, 3-955, ano 103, n.º 2879 pág. 115-122.

C. D. 613.6

Compressed Air Illness.
Civil Engineering and Publics Works Review 1-955, vol. 50, n.º 583, pág. 61.

C. D. 620.19 : 539.434

Creep Relaxation Testing — *John H. M. Draper.*
Engineering, 6-5-955, vol. 179, n.º 4658, pág. 564-5

C. D. 620.19 : 539.434

Short-Time Creep-Relaxation Tests — *S. J. Watson.*
Engineering, 6-5-955, vol. 179, n.º 4658, pág. 565-6

C. D. 620.153.6

10 Ton Fatigue Testing Machine — *H. L. Cox* e *N. B Owen.*
Engineering, 22-4-955, vol. 179, n.º 4656, pág. 500-4

C. D. 620.174/175

Combined Dending and torsion tests on a Bisymmetrical Girder — *J. S. Terrington.*
Civil Engineering and Public Works Review, 14-955 n.º 586, pág. 400.

C. D. 621.5 (43)

New Compressor Station at No. 1 Duisburg Works of Demag — *August Tries* e *Edwin Schmidt.*
Demag News, 1954, n.º 135, pág. 19-28.

C. D. 621.48

L'utilisation de l'énergie des marées — *L. Vantroys.*
Annales de l'Institut Technique du Batiment et des Travaux Publics, 3-4-955, ano 80, n.ºs 87-88, pág. 320-336

C. D. 621.48.629.13

The Work of René Leduc — *James May Stevens.*
The Aeroplane, 10-6-955, vol. 88, n.º 2290, pág. 778-82

C. D. 621.83 [621.125] : 539.431.4

Geared Marine Turbine Drives.
Torsional Vibration Characteristics Examined by Direct Electrical Analogy — *J. P. Duncan.*
Engineering, 1-4-955, vol. 179, n.º 4653, pág. 404-7

C. D. 621.89 : 621.822

Oil Film Extent in Complete Journal Bearings — *J. A. Cole* e *C. J. Hughes.*
Engineering, 29-4-955, vol. 179, n.º 4657, pág. 530-1

C. D. 621.125 + 621.436/8 [629.12]

Cheaper and More Reliable Marine Machinery.
Combination of Gas Turbine or Diesel Engine with Steam.
Engineering, 29-4-955, vol. 179, n.º 4657, pág. 533-4

C. D. 621.436.013.2

Supercharging a Doxford Engine.
Engineering, 15-4-955, vol. 179, n.º 4655, pág. 472-3

C. D. 621.438 : 629.12

A Comparison of Gas Turbines.
Weight and Bulk as Factors in Choosing Propelling Plant for Naval Vessels.
Engineering, 18-3-955, vol. 179, n.º 4651, pág. 345-6

C. D. 621.438

Bristol's B. E. 25 Turboprop.
The Aeroplane, 29-4-955, vol. 88, n.º 2284, pág. 563-5

C. D. 621.438

Orenda Engines in Thousands.
The Aeroplane, 3-6-955, vol. 88, n.º 2289, pág. 741-7

C. D. 621.438/486 : 629.135 3

Guided Weagons Propulsion Systems.
The Aeroplane, 20-5-955, vol. 88, n.º 2287, pág. 668-72

C. D. 621.774.33

Canos franceses sem costura.
Esso Oilways, 1954, vol. 7, n.º 1, pág 10-13.

C. D. 621.774 37 [673]

Canos de cobre e ligas de cobre.
Esso Oilways, 1954, vol. 7, n.º 1, pág. 5-7.

C. D. 621.771.3 [669.71]

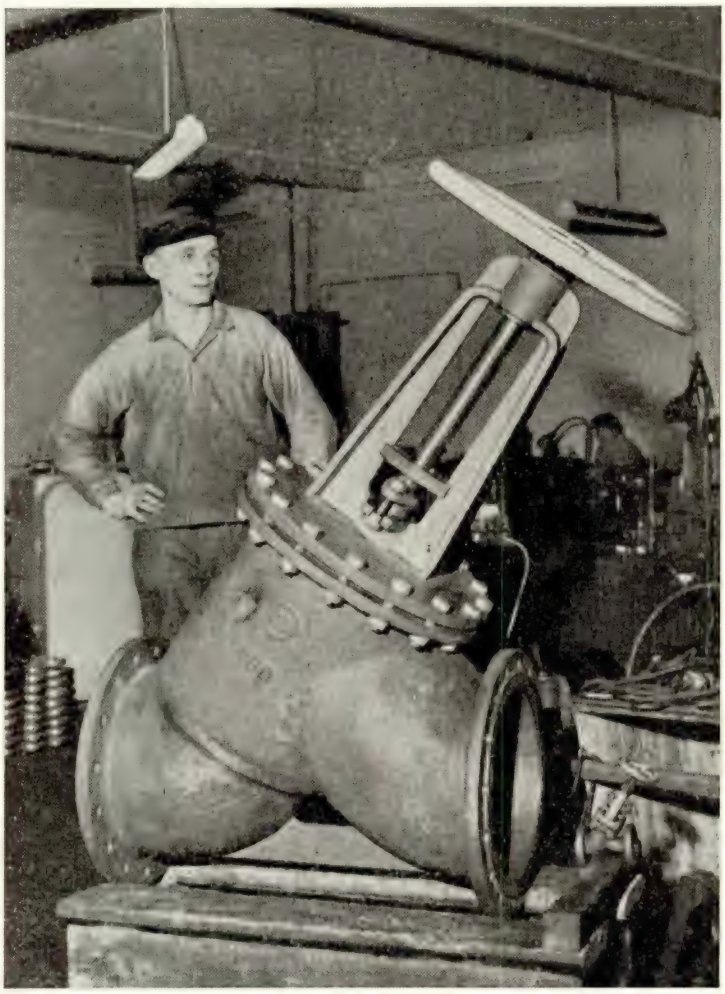
Cabos de aluminio.
Esso Oilways, 1954, vol. 7, n.º 1, pág. 1-4.

C. D. 621.771 29 [672]

Trefilação e laminação do aço.
Esso Oilways, 1954, vol. 7, n.º 1, pág. 8-10.

Avesta

AÇOS INOXIDÁVEIS ANTI-ÁCIDOS E REFRACTÁRIOS



Um produto das Fábricas Avesta
Válvula de corte, tipo AVR 210
em aço inoxidável Avesta 453 S

STOCKS PERMANENTES PARA ENTREGA IMEDIATA

Representantes Exclusivos para Portugal:

Senna, Botto & Leitão, Lda.

Sede em Lisboa: Rua Nova do Almada, 14
Telef. 26054 / 28904 / 25554

Filial no Porto: Rua do Almada, 31
Telef. 28170 / 28392

AVESTA JERNVERKS AKTIEBOLAG
AVESTA — SUÉCIA
em actividade desde 1303

C. D. 621.975

A 400 Comps/Mn, on forge une Pièce en quelques secondes — *André Shorp.*

Science et Vie, 5-955, vol. 87, n.º 452, pág. 120-1.

C. D. 622.2

Nevada's newest copper mines. Ray Day.

Excavating Engineer, 9-954, vol. 48, n.º 9, pág. 14

C. D. 622.19 : 622.349

«Les ressources de la France en uranium». Révelopment des recharches et explaitations miniéres.

Électricite, 11-954, n.º 210, pág. 290 a 293.

C. D. 624.3 — 012.47

A new Australian Prestressed Concret Bridge.

Civil Engineering and Public Works Review, 5-955, n.º 587, pág. 523.

C. D. 624.5

Le problème aérodynamique des ponts suspendus et sa solution — *Dr. D. B. Steinnan.*

L'Ossature Metallique, 10-954, vol. 19, n.º 10, pág. 491

C. D. 624.8.035

Firmes deslizantes peligrosos.

Informes de la Construccion, 10-954, n.º 64.

C. D. 624.012.47

Beton precontraint — Validité de la théorie de l'élasticité dans la mécanique du béton précontraint.

La Technique Moderne — Construction, 4-955 vol. 10, n.º 4, pág. 173.

C. D. 624.15

Bases geotécnicas da engenharia de fundações.

Engenharia, 14-955, vol. 13, n.º 148, pág. 312.

C. D. 624.15.058.2

Application des vérines plats système Freyssinet à un essai de charge de fondations existantes.

Bulletin Technique de la Suice Romande, 14-5-955, vol. 81, n.º 10, pág. 156.

C. D. 624.21 : 7.01

El puente como obra de arte del ingeniero — *Otto Basenbrenker.*

Técnica + Arte, vol. 3, n.º 8, pág. 17.

C. D. 624.21.058.5

Verificacion de una losa de puente mediante la determinacion de la linea elastica bajo carga — *F. Dick Urbina.*

Revista de Caminos, 1-6-954, pág. 39.

C. D. 624.21.094

Nuevos metodos constructivos para pilas de puente — *Charles P. Disney.*

Informes de la Construccion, 2-955, ano 7, n.º 68, pág 6

C. D. 624.21.094 — 033

Encontros provisórios para pontes de estrada de ferro — *Manfredo Carvalho.*

Revista Municipal de Engenharia, 10-12-953, vol. 20 n.º 4, pág. 210.

C. D. 624.024.2.002.22

Techo prefabricado de tejas.

Cemento Portland, 1-954, n.º 30, pág. 12.

C. D. 624.026

Escalera en voladizo — *Atilio Gallo.*

Técnica e Arte, vol. 3, n.º 8, pág. 29.

C. D. 624.27.012.47.001.57

Laboratory Tests for load distribution in a model P. C. Bridge — *Lihle.*

Civil Engineering and Public Works Review, 3-955, vol. 50, n.º 585, pág. 285.

C. D. 624.041.2

Constructions Hyperstatiques — Méthode Général de Double Relaxation — *S. Zaytzeff.*

La Technique Moderne — Construccion, 10-954, vol. 9, n.º 10, pág. 353.

C. D. 624.041.63

Método didático en el trazado de lineas de infiuencia — *Hermann Beer.*

Técnica + Arte, vol. 3, n.º 8, pág. 31.

C. D. 624.057.5

Plywood for concrete formwork — *W. T. Curry.*

Civil Engineering and Public Works Review, 5-955, n.º 587, pág. 519.

C. D. 624.058.5 — 012.4

The measuring of Strain in a 32 - year old R. C. Stucture — *N. A. S. J. Koostsha.*

Civil Engineering and Public Works Review, 5-955, n.º 587, pág. 537.

C. D. 624.072.2 — 012.4 : 539.3

Fundamentos de los métodos elásticos e anelásticos de dimensionamento para secciones de hormigón armado sometidas à flexión — *A. Mehmel.*

Revista de Obras Públicas, 5-955, n.º 2881, pág. 246

Vista da nave das máquinas das instalações da Lusalite em África
Executada pela Fábrica Metalúrgica e Construtora CARAVELA, LTD.ª (Antiga OMES)

FÁBRICA METALURGICA E CONSTRUTORA

Nesta oficina executam-se também outros trabalhos; como:

Reservatórios, estruturas metálicas para aparelhos de elevação, postes metálicos, condutas metálicas, pontes metálicas, etc.

Sede: Avenida Infante D. Henrique — Talhão 10 — LISBOA

Telef. 399008 / 399480

C. D. 624131 : 620.1

Application de l'ascultation dynamic à l'étude du développement et de la répartition des contraintes autour des galeries — *G. Dawance, E. Tincelin.*

Annales de l'Institut Technique du Batiment et des Travaux Publics, 3-4-955, ano 8, n.os 87-88, pág. 364-391

C. D. 621.138.4

Estabilizacion de suelos — *Ellis Danner.*

Caminos y Construccion Pesada, 3-955, vol. 14, n.º 3, pág. 11.

C. D. 624.151

O problema estrutural da fundação de edifícios — *A. M. Rocha.*

Engenharia, 3-955, vol. 13, n.º 148, pág. 318.

C. D. 624.151

Estudo fotoelástico de alguns tipos de blocos de fundação — *A. Vasconcelos.*

Engenharia, 3-955, vol. 13, n.º 148, pág. 332.

C. D. 624.154

Fundações por grupos de estacas — *J. F. Terrax.*

Engenharia, 3-955, vol. 13, n.º 148, pág. 324.

C. D. 624.154

Comportamiento de pilotes «in situ» construidos en distintos terrenos — *Salvador Montagut* e *José Hernando Requejo.*

Revista de Obras Públicas, 4-955, ano 103, n.º 2880 pág. 157-162.

C. D. 624.159.11

Fondation d'un marteau-pilon en béton précontraint — *J. Courbon.*

La Technique Moderne — Construccion, 4-955, vol. 10, n.º 4, pág. 171.

C. D. 624.191.3

L'execution d'un grand sou terrain pour l'amenagement hydroélectrique d'Isère-Arc — *Olivier-Martin* e *Kobilinsky.*

La Technique Moderne-Construction, 4-955, vol. 10, n.º 4, pág. 145.

C. D. 624.191.94

Estudios preliminares sobre ventilacion y transito en el tunel de Zapata — *A. Pena A.* e *R. Escobar I.*

Revista de Caminos, 1-6-954, pág. 30.

C. D. 624 531.1

Muros de arrimo e submuramentos — *W. Neuman.*

Engenharia, 3-955, vol. 13, n.º 148, pág. 320.

C. D. 624.634

Impermeabilizacion de la ataguia del tunel de Almendares.

Informes de la Construccion, 10-954, n.º 64.

C. D. 624.951

Andaimes tubulares de Aço — *Eng. Rudolf Lang.*

Engenharia, 2-955, vol. 13, n.º 147, pág. 277-282.

C. D. 624.953

Depósito elevado — *Francisco Parella* e *Antonio R. Fornos.*

Informes de la Construccion, 2-955, ano 7, n.º 68, pág. 8

C. D. 625.1

Bitolas e Disfarces nos Aparelhos de Mudança de Via — *Orlando Galrinho Pernes.*

Gazeta dos Caminhos de Ferro, 16-3-955, vol. 68, n.º 1614, pág. 7-13.

C. D. 625.42 (43)

O metropolitano de Berlim — *Tobias Visconti.*

Revista Municipal de Engenharia, 10-3-954, vol. 21 n.º 1, pág. 47.

C. D. 625.42 (44)

O metropolitano de Paris — *Tobias Visconti.*

Revista Municipal de Engenharia, 10-12-953, vol. 20 n.º 4, pág. 189; 1-3-954, vol. 21, n.º 1, pág. 32.

C. D. 625.42 (81)

Abastecimento de água da Ilha de Paquetá — *Homero Pedrosa.*

Revista Municipal de Engenharia, 1-3-954, vol. 21 n.º 1, pág. 26.

C. D. 625.143 : 621.719.7

Le soudage à l'arc électrique appliqué aux voies des chemin de fer.

Revue de Sandure-Sécheron, 1953, n.º 24, pág. 27 a 32.

C. D. 625.216

La Poussée Excentrique de Tampon. — *Ernst Kreissig.*

Bulletin de l'A. I. du Congrés des Chemins de Fer, 2-955, vol. 32, n.º 2, pág. 130-6.

C. D. 625.712. (81)

Avenida Parimetral — *J. Oliveira Reis.*

Revista Municipal de Engenharia, 4-5-954, vol. 21, n.º 2, pág. 59.

C. D. 625.712 (494)

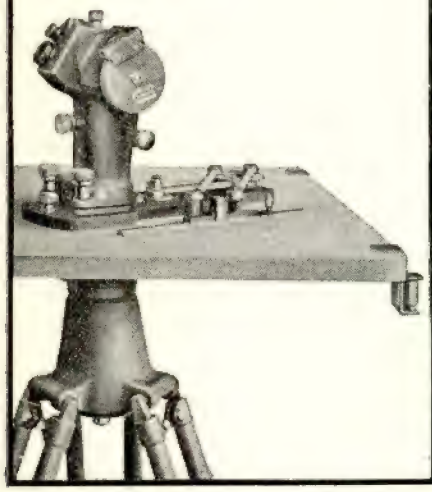
Voies de circulation entre la rue du Mont-Blanc et le Grand-Quai, à Genève.

Bolletin Technique de la Suisse Romande, 20-4-955, vol. 81, n.º 9, pág. 140.

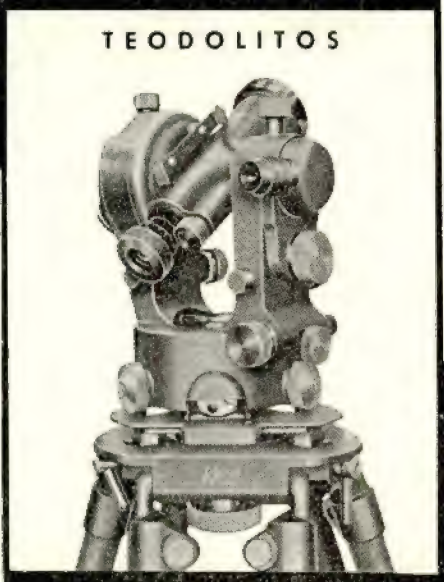
Modernos
INSTRUMENTOS GEODÉSICOS
KERN
— FABRICO SUIÇO —

Para um trabalho mais simples, mais preciso, mais rápido e menos árduo...

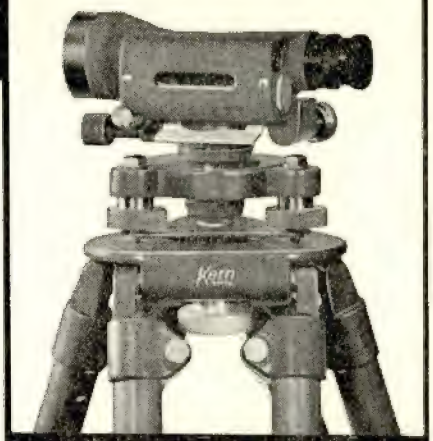
ALIDADES



TEODOLITOS



NÍVEIS



Kern AARAU

SEMPRE PARA ENTREGA IMEDIATA NOS REPRESENTANTES

EMÍLIO DE AZEVEDO CAMPOS & C.A, L.DA

PORTO — CASA FUNDADA EM 1854 — LISBOA

Para impermeabilizar terraços, paredes, fundações, etc.

EMPREZA DE PRODUCTOS ASFÁLTICOS
IMPERMEABILISADOR
IMEPA
RUA FILIPE FOLQUE, 10-1.º-LISBOA

COLAGEM DE TACOS DE MADEIRA

FABRICA EM SACAVÉM

TELEFONES { 4 2651 / 4 2156 — TELEG. EPALDA—LISBOA

C. D. 625.731 : 629.13 9.1

Quelques applications de l'hydrogéologie aux problémes des routes et des pistes — *G. Jenffroy.*

Annales de l'Institut Technique des Batiment e des Travaux Publics, 3-4-955, ano 8.º, n.ºs 87-88, pág. 304-318.

C. D. 626.1 + 656.62

Le project de canal Transhelvétique — *Marice H. Derron.*

Bulletin Techique de la Suisse Romande, 14-4-955, vol. 81, n.º 10, pág. 149.

C. D. 627.82.001.2

The influence of canyon shape on the design of concret dams — *F. Kirn* e *G. Sarkaria.*

Civil Engineering and Public Works Review, 3-955, vol. 50, n.º 585, pág. 281.

C. D. 627.823

Hydraulic structores on pervious foundations: seepage discharge and valiet pressure — *G. S. Sarkaria.*

Civil Engineering and Public Works Review, 4-955, n.º 586, pág. 412; 5-955, n.º 587, pág. 542.

C. D. 627.824.3

Drenaje de obras de tierra — aplicacion a embalses subalveos — *V. Escacio.*

Revista de Obras Públicas, 4-955, n.º 2881, pág. 233.

C. D. 627.824.3

The design of Platoro Dam.

Civil Engineering and Public Works Review, 1-955 vol. 50, N.º 583, pág. 74.

C. D. 627.828

Contribucion al calculo de presas de contrafuertes de espesor variable — *Federico Goded.*

Revista de Obras Públicas, 4-955, n.º 2881, pág. 228.

C. D. 628.001.1

Base demográfica para projectos de saneamento — *H. Lefevre* e *J. Netto.*

Engenharia, 1-955, vol. 13, n.º 146, pág. 204.

C. D. 628.1 (73)

O sistema de distribuição de água a Nova York — *J. Ribeiro Soares.*

Revista Municipal de Engenharia, 10-12-953, vol. 4, n.º 4, pág. 183.

C. D. 628 3

Experimentale work at Reading sewage works — *D. Baraclongh.*

Civil Engineering and Public Works Review, 3-955, vol. 50, pág. 302.

C. D. 628 16 : 663.632

Olores y sabores en el el agua potable y su correccion — *Juan L. Urra.*

Revista de Obras Públicas, 11-953, n.º 2854, pág. 49.

C. D. 628.9 : 679.59

Le Plexigas dans L'éclairage — *G. Compagnon.*

Industrie des Plastiques Modernes, 11-954, vol. 6 n.º 9, pág. 25-27.

C. D. 628.14

El canal de Albear: Tuberia o conduto libre? — *F. Pacho Pardo.*

Caminos y Construction Pesada, 10-954, vol. 13, n.º 10, pág. 24.

C. D. 628.24

Nuevo colecfor en la red sanitária de Burgos — *Armando Fernandez Renan.*

Informes de la Construccion, 3-955, ano 7.º, n.º 69, pág. 12.

C. D. 628.24 : 624.012.47

The Possible use of Prestressing for Strengthening Non-Pressure Sewer Pipes — *N. W. B. Clark.*

Civil Engineering and Public Works Review, Nov., 1954, vol. 49, n.º 581, pág. 1189.

C. D. 628 : 061.3

O IV Congresso Interamericano de Engenharia Sanitária em Carreta — *J. Graver Filho.*

Engenharia, 12-954, vol. 13, n.º 145, pág. 190.

C. D. 628 : 352 (81)

Actividades de Engenharia Sanitária no Setor Municipal — *Louro Bastos Biskholz.*

Engenharia — Órgão Oficial do Instituto de Engenharia, 11-953, n.º 135, pág. 115.

C. D. 656.2 (44)

La S. N. C. F. Réduit Son Réseau de Ligues à Double Voie — *M. Marchand.*

Bulletin de l'A. I. du Congrés des Chemins de Fer, 2-955, vol. 32, n.º 2, pág. 118/29.

C. D. 656.13

Maintenance and repair of trucks.

Civil Engineering and Public Works Review, 3-955, vol. 50, n.º 585, pág. 294.

C. D. 626.211.5 (436)

Le Bureau Central de Renseignements Sur le Service des Trains des Chemins de Fer Fédéraux Antrichiens à Viene — *M. J. Frischauf.*

Bulletin de l'A. I. du Congrés des Chemin de Fer, 2-955, vol. 32, n.º 2, pág. 91/117.

Fábrica Portugal

S. A. R. L.

LISBOA

MOBILIÁRIO METÁLICO

EM TODOS OS GÉNEROS

Instalações completas para :

Mobiliário moderno
para

ESCRITÓRIOS
ESCOLAS
BIBLIOTECAS

CLÍNICAS
HOSPITAIS
SANATÓRIOS
CINEMAS
HOTÉIS
ESPLANADAS

SALAS DE EXPOSIÇÕES :

Rua Febo Moniz, 2 a 20 — Praça dos Restauradores, 49 a 57
Avenidas da República e Elias Garcia — Rua da Graça, 82 e 84

C. D. 626.225 + 656.261 (42)

Les Trafic Marchandises sur les Ckemins de Fer Britanniques — *H. R. Barrett.*

Bulletin de l'A. I. du Congrés des Chemins de Fer, 4-955, vol. 32, n.º 4, pág. 225/55.

C. D. 664.8/9 : 66.02 (494)

Aparelhos e Instalações de Construção Suiça para a Conservação de Comestíveis e Bebidas — *E. Baumgartner.*

Suíça Técnica, 1954. n.º 3, pág. 11-26.

C. D. 677.052/4

Máquinas suiças para a Indústria Téxtil.

I — Máquinas de Fiação e Retorcedeiras.

II — Máquinas para a Tecelagem e Fabrico de Malhas.

III — Máquinas de Acabamento para a Indústria Téxtil — *J. Weibel.*

Suíça Técnica, 1955, n.º 1, pág. 19-25, 26-37, 38-45

C. D. 691.11

Missão de estudo a Centros de Investigação e Indústrias de Madeiras em França e Bélgica — *A. Alvim de Matos.*

Engenharia, 1-2-955, vol. 10, n.º 18, pág. 19.

C. D. 691.327.216

The use of fly ash in concrete.

Civil Engineering and Public Works Review, 1-955 vol. 50, n.º 583, pág. 70.

C. D. 691.327.212

Le traitement des sables, clé de vant el des problèmes granulométriques — *I. Leviant.*

La Technique Moderne — Construction, 4-955, vol. 10, n.º 4, pág. 157.

C. D. 691.327

High Strength Cement Mortar Mixes — *H. V. Hill.*

Civil Engineering and Public Works Review, 1-955 vol. 50, n.º 583, pág. 73.

C. D. 681.327

Cement economy and improved concrete.

Civil Engineering and Public Works Review, 3-955 vol. 50, n.º 585, pág. 304.

C. D. 691.327 : 624.058

Ensayo del hormigon puesto en obra — *José M.ª Baleguer de Pallejá.*

Cemento-Hormigon, 4-955, vol. 21, n.º 253, pág. 146-149

C. D. 693.97

La construction métallique aux États-Unis.

Annales le l'Institut Technique du Batiment et les Travaux Publics, 3-4-955, ano 8º n.ºs 87-88, pág. 252-300

C. D. 697.94 : 628·89

O Condicionamento do Ar e Instalação de Climatização em especial para Indústria Téxtil — *Emil Hablützel,*

Suíça Técnica, 1955, n.º 1, pág. 67-77.

C. D. 711.4

Aspectos urbanísticos de Caracas — *L. Ribeiro Soares.*

Revista Municipal de Engenharia, 4-5-954, vol. 21, n.º 2, pág. 76.

C. D. 725.4

La construction des ateliers de réparation de locomotives en gare de Luxembourg — *A. Bassing e H. Assa.*

Acier-Stahl-Steel, 1-1955, vol. 20, n.º 1, pág. 35.

C. D. 725.4

Laboratorios Sandoz, en Orleans.

Informes de la Construccion, 11-1954, n.º 65.

C. D .726.5 (46)

Una Iglesia modesta en Madrid.

Informes de la Construccion, 12-1954, ano 7.º, n.º 66, pág. 8.

C. D. 726.5 (72)

Iglesia de San Luis Gonzaga en Guadalajara.

Informes de la Construccion, 12-1954, ano 7.º, n.º 66, pág. 4.

C. D. 726.5 (73)

Iglesia de Santiago el Mayor en Nueva Orleans.

Informes de la Construccion, 12-1954, ano 7.º, n.º 66, pág. 6.

C. D. 727.1/2

Colégio e Escola Normal Modelo.

Engenharia, 12-1954, vol. 13, n.º 145, pág. 175.

C. D. 727.1

L'École et ses problèmes.

Bulletin Technique de la Suisse Romande, 8-1-955, n.º 1, pág. 1-31.

C. D. 727.4

Colegio Tecnico y Escuela de Arte de Ealing.

Informes de la Construccion, 11-1954, n.º 65.

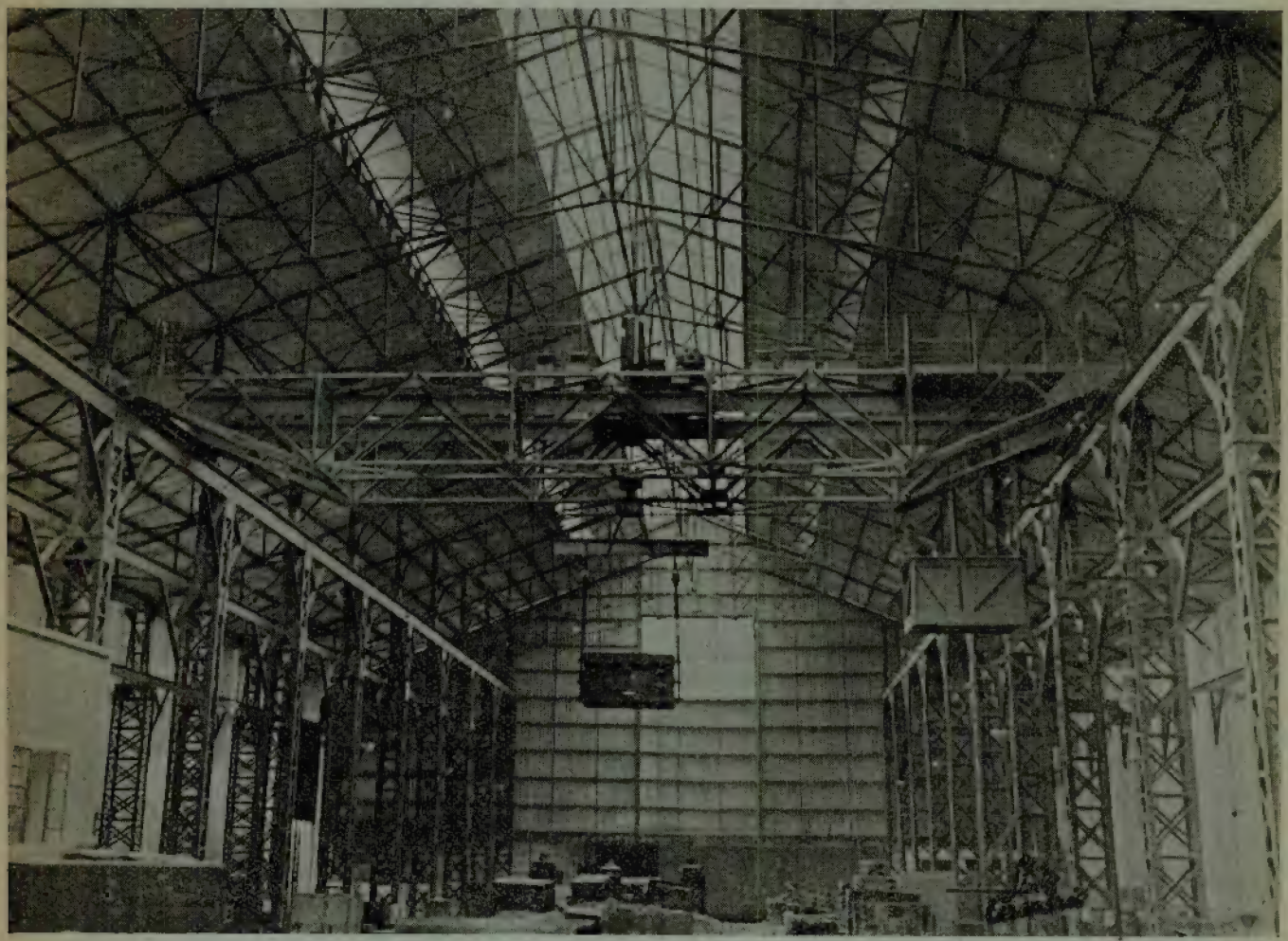
C. D. 727.4

Le batiment des travaux pratiques et de recherches de la Faculté de Médecine de Paris — *Louis Madeline.*

La Technique Moderne-Construction, 1-1955, vol. 10, n.º 1, pág. 3-11.

SOCIÉTÉ APPLEVAGE

PARIS



Ponte rolante 10 toneladas, instalada na Fundição do Rossio de Abrantes

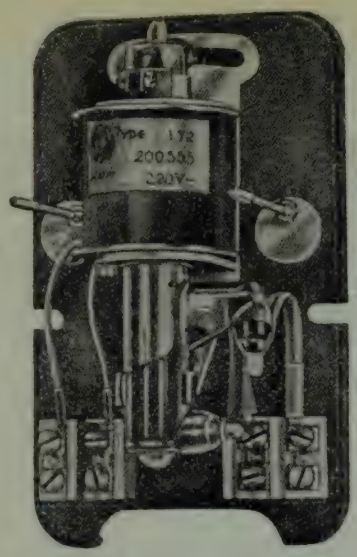
Outras referências:

1 Guindaste de Carreira 6/10 Ton. — Estaleiros Navais do Mondego — Figueira da Foz
1 Ponte rolante 260 Ton. — Central de Cabril — Hidroeléctrica do Zêzere
1 » » 80 Ton. — Subestação de Setúbal — Comp.ª Nacional de Electricidade
1 » » 40 Ton. — Subestação de Coina — União Eléctrica Portuguesa
1 » » 27 Ton. — Central de Biopio — Angola

DELEGADOS EM PORTUGAL

AGÊNCIA GERAL DE MATERIAL ELÉCTRICO, L.DA

Rua dos Industriais, 4-1.° // às Cortes // Telefs. 66 06 92 - 66 06 04 - 66 60 82 // LISBOA



EBERLE & Co.

NÜRNBERG — ALEMANHA

RELÉS E CONTACTORES DE MERCÚRIO
PARA TODAS AS APLICAÇÕES

ESTUDOS GRATUÍTOS

REPRESENTANTES

AZEVEDO & PESSI, L.DA

Rua Nova do Almada, 46 — LISBOA — Telef. 2 0354 - 2 4495 - 2 9879 - 3 1050

- Isolamentos térmicos, acústicos e contra fogo.
- Purgadores para vapor de todos os tipos.
- Válvulas de passagem para vapor.
- Válvulas reguladoras de temperatura de vapor, água e ar.
- Válvulas redutoras de pressão de vapor e água.
- Aparelhos de tratamento de água.
- Tubo metálico flexível em tombaque.
- Reguladores de combustão para caldeiras de aquecimento central.
- Cimentos e plásticos refractários.

Pedidos a

BOUHON & IRMÃO, LTD.

Em Lisboa: Avenida Júlio Dinis, 26, r/c Esq.
Telef. 773603 e 778685

No Porto: Rua Antero de Quental, 615
Telef. 40124

MATERIAL ELÉCTRICO

para instalações de alta e baixa tensão

•

ESPECIALIDADES **GARDY:**

Corta-circuitos e cartuchos de alto poder de corte
Disjuntores para força motriz e iluminação
Disjuntores de calibres variáveis
Disjuntores MINIHUILLE, até 35 kV
Dispositivos de corte em carga para seccionadores, etc.

REPRESENTANTE:

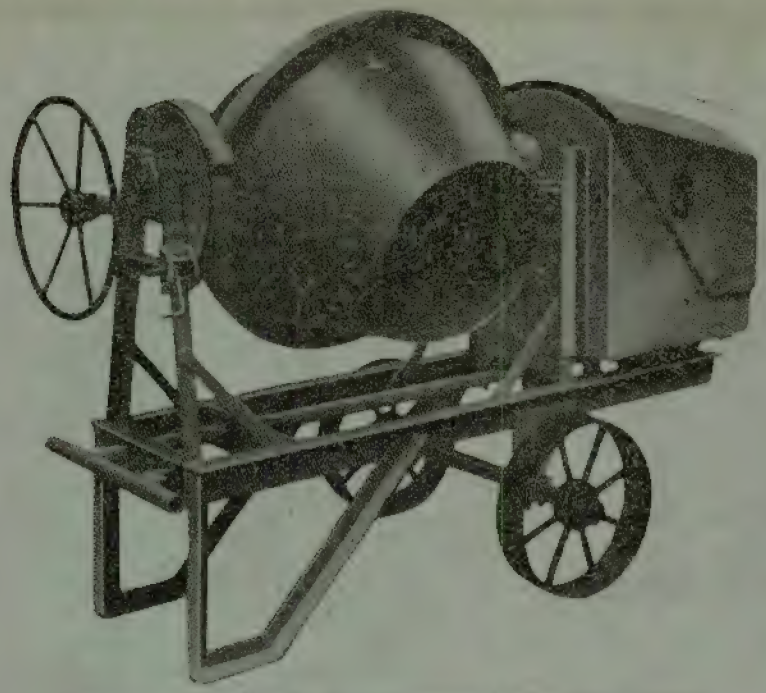
ANTÓNIO BARÓ

Rua da Assunção, 99-2.º-Dt.º

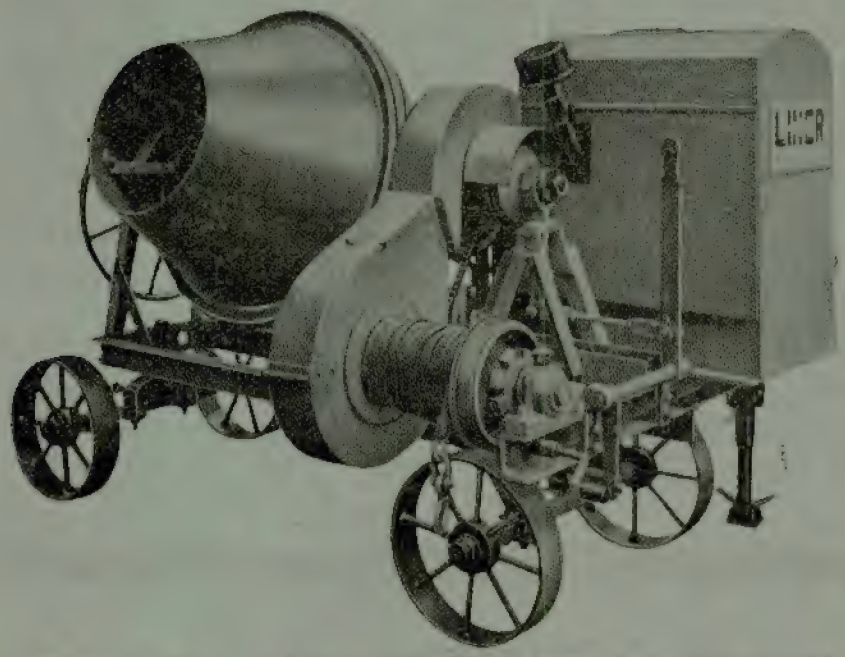
LISBOA

BETONEIRAS

CAPACIDADES DE 85 A 400 LITROS



Modelo 5-3 1/2 P. C. – Capacidade 150 Litros



Modelo 7-5 P. C. com Guincho – Capacidade 200 Litros

EM ARMAZÉM: 150 Litros
200 Litros com Guincho
270 Litros com Carregador Hidráulico

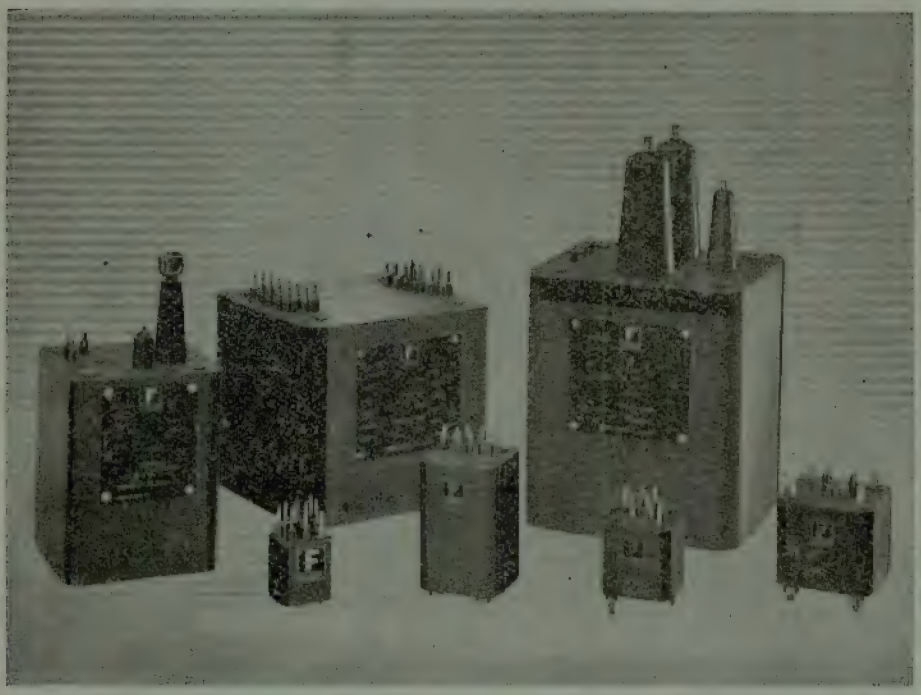
MONTEIRO GOMES, LIMITADA

RUA CASCAIS, 47 (Alcântara) — LISBOA

Telef. 637083 (P. B. C. 3 linhas)

BH
BLACKWOOD HODGE

NOVOS TIPOS DE TRANSFORMADORES E CHOKES TIPO PENTLAND EMBEBIDOS EM RESINA



TENDO AS SEGUINTES VANTAGENS:

- COMO OS COMPONENTES ELÉCTRICOS ESTÃO EMBEBIDOS EM RESINA SINTÉTICA ESPECIAL, FICAM PROTEGIDOS CONTRA POEIRAS, HUMIDADES, ÁCIDOS, ETC.
- COMO A RESINA FICA A ENVOLVER AS ARMADURAS, FICA MONOBLOCO E RESISTENTE CONTRA PANCADAS.
- PODEM ESTES TRANSFORMADORES OU CHOKES SER MONTADOS EM QUALQUER POSIÇÃO.
- DIMENSÕES MAIS REDUZIDAS QUE OS TRANSFORMADORES EM BANHO DE ÓLEO.
- SÃO PRÀTICAMENTE INCOMBUSTÍVEIS.

PARA MAIS INFORMAÇÕES DIRIGIR-SE A

C. SANTOS LDA.

DIVISÃO MARÍTIMA E TÉCNICA

Av. da Liberdade, 35, 1.º

LISBOA

Quadro para a transmissão dos travões de carro "eléctrico" em Ferro S. G. Anteriormente, utilizava-se o aço para este fim.

FERRO FUNDIDO COM GRAFITE ESFEROIDAL

Êste novo material vem preencher o intervalo que existia entre o ferro fundido e o aço vasado. É agora produzido em Portugal e é caracterizado pelas seguintes propriedades:

1. Indicado para a produção de peças em que se necessite de altas resistências e alongamentos.
2. Permite economia em peso por redução das espessuras.
3. Indicado para a produção económica de peças complicadas.
4. Permite produzir peças com tolerâncias dimensionais apertadas e portanto reduzir o custo do acabamento.

A diferença importante entre o ferro fundido com Grafite Esferoidal e o ferro fundido normal reside na forma da grafite que se apresenta sob a forma de esferoides, em vez de lamelas. O ferro fundido com Grafite Esferoidal é fabricado sob licença e sujeito a patentes registadas em nome de The Mond Nickel Company, Ltd.

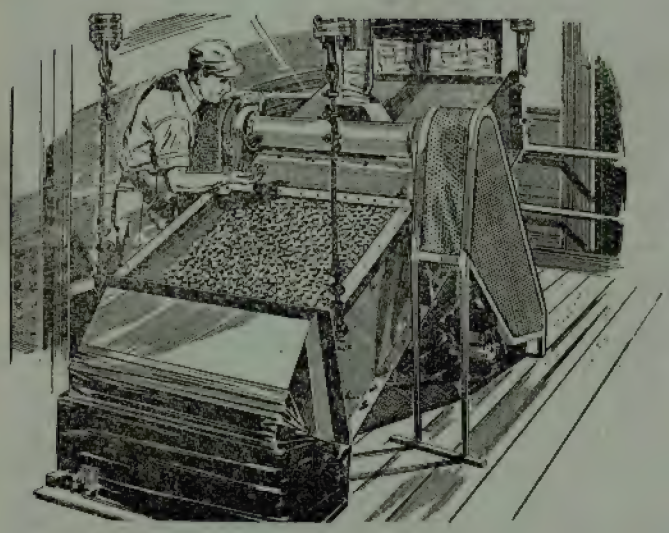
Em Portugal está licenciada a seguinte firma:

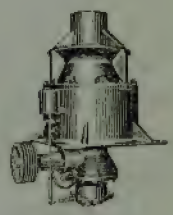
ALFREDO ALVES & Cª (FILHOS) RUA DA ACADEMIA DAS CIÊNCIAS 5, LISBOA

MOND NICKEL

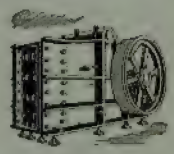
ALLIS-CHALMERS

O Fabricante da mais vasta linha de Equipamento Industrial do Mundo





Britadeiras giratórias



Britadeiras de maxilas

Grupos electrobombas

Aparelhagem eléctrica

CRIVOS VIBRANTES DE VÁRIOS TIPOS E DIMENSÕES

A gravura mostra um crivo ALLIS-CHALMERS, tipo «AERO-VIBE» mundialmente conhecido pela sua construção simples, alto rendimento e bom preço.

A ALLIS-CHALMERS constrói presentemente 6 tipos diferentes de crivos, com os quais é possível calibrar, lavar e secar toda a classe de materiais.

O material ALLIS-CHALMERS, recomendável pela sua robustez e excelente construção, encontra-se a trabalhar, no nosso País e Províncias Ultramarinas, nas mais diversas indústrias.

REPRESENTANTES

ESTABELECIMENTOS HEROLD, L.DA

RUA DOS DOURADORES, 7

LISBOA

Cimento «Liz» hidrofugado «N»

PRÓPRIO PARA

IMPERMEABILIZAÇÃO DE OBRAS

REBOCOS, FUNDAÇÕES, PAREDES, ETC.

Substitue com vantagem de ordem técnica e económica todos os impermeabilizadores conhecidos.

Em sacos de papel de 50 quilos

Peçam instruções para o seu emprêgo

Sede: Rua do Cais de Santarém, 64, 1.º — LISBOA
Filial: Rua de Santo António, 190-A, 1.º — PORTO

Agentes em todo o País

EMPRESA ELECTRO CERÂMICA — S. A. R. L.

Candal — Gaia

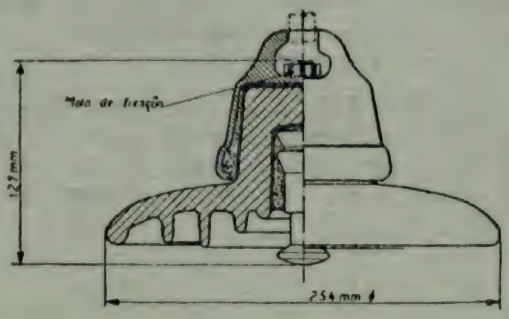
ISOLADORES DE CADEIA

Para suspensão

Tipo ACS 25

Este isolador é igual ao tipo I. B. S. 99 da firma inglesa Taylor Tunnicliff & Co., Ltd., por acordo com a qual o fabricamos

Peso aproximado:
4,3 kg cada elemento



Materiais

Porcelana vidrada em castanho.
Campânulas de ferro fundido maleável, galvanizadas por imersão a quente.
Hastes de aço macio galvanizadas por imersão a quente.
Molas de fixação de bronze fosforoso.

Sede — Largo Barão de Quintela, 3 — LISBOA

MOTORES DIESEL
MERCEDES-BENZ
MARÍTIMOS E INDUSTRIAIS
FAMOSOS EM TODO O MUNDO PELA SUA MAGNÍFICA ROBUSTEZ E GRANDE ECONOMIA. GARANTINDO UM ELEVADO RENDIMENTO E A MAIOR SEGURANÇA DE FUNCIONAMENTO
DE 20 A 2500 HP
REPRESENTANTES
C. SANTOS LDA.
DIVISÃO MARÍTIMA E TÉCNICA — TRAVESSA DA GLÓRIA, 17 — LISBOA

OFICINAS E LABORATÓRIOS

DO

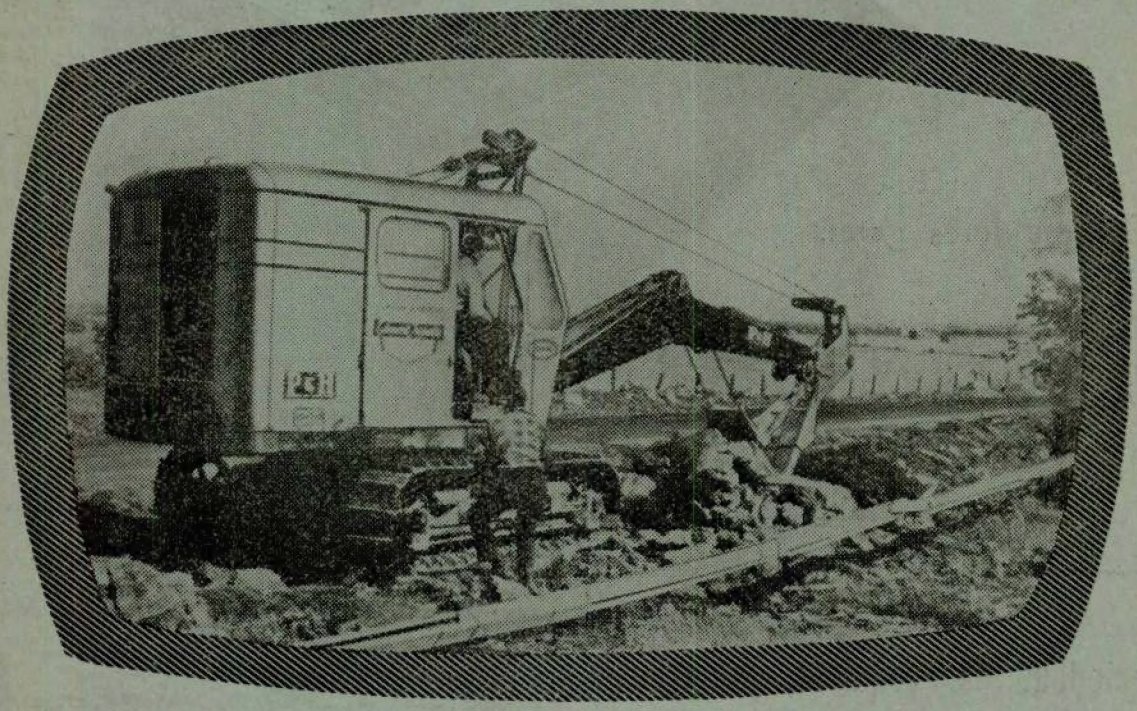
INSTITUTO SUPERIOR TÉCNICO

As oficinas pedagógicas do Instituto Superior Técnico, de CARPINTARIA DE MOLDE, de INSTRUMENTOS DE PRECISÃO e de ELECTROTÉCNICA, fornecem todo o género de material escolar e de demonstração para o ensino técnico. Nos laboratórios de QUÍMICA ANALÍTICA, FÍSICA INDUSTRIAL E DE MINERALOGIA executam-se análises para o público

Para quaisquer informações, dirigir-se ao secretário da comissão executiva

ESCAVADORA P&H MODELO 255-A

Construida na Europa
Fabricada de modo a mais fàcilmente, executar Trabalhos de Escavação



- Muito mais robusta do que as escavadoras de modelos antigos, embora mais leve.
- Nova lança, tipo pescoço de ganso, que permite escavar mais ràpidamente, a maior profundidade e mais fàcilmente.
- Toda construida à base de soldadura, facto que diminue as despesas de conservação.
- Fácil de operar por ser montada sobre rastos de tipo tractor.
- Todas as peças podem ser usadas quer no modelo americano, quer no fabricado na Europa.
- Fàcilmente convertível em seis máquinas diferentes: «Dragline», Guindaste, Bate-Estacas, Retro-escavadoras, «Clamshell» e Escavadora.

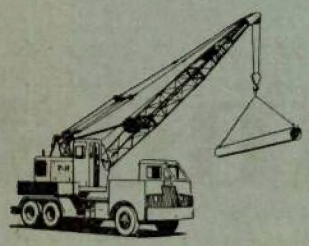
HARNISCHFEGER INTERNATIONAL

CORPORATION

MILWAUKEE, 46, WISCONSIN, U. S. A. CABLE: "HARNINCO"

Sucursal europeia: Harnischfeger Vertriebs G. m. b. H.
ALLEESTR. 33, DUESSELDORF, ALEMANHA

Consulte o Representante Exclusivo



SOCIEDADE DE MECANIZAÇÃO INDUSTRIAL E AGRÍCOLA, S. A. R. L.

•

Avenida Padre Manuel da Nóbrega, 8
LISBOA

SMEIA

AUSTIN A50
«CAMBRIDGE»

•PODER•ACELERAÇÃO•ELEGÂNCIA•CONFORTO•

•UM CARRO DE GRANDE CATEGORIA•

Distribuidores gerais:

J. J. GONÇALVES SUCRS.

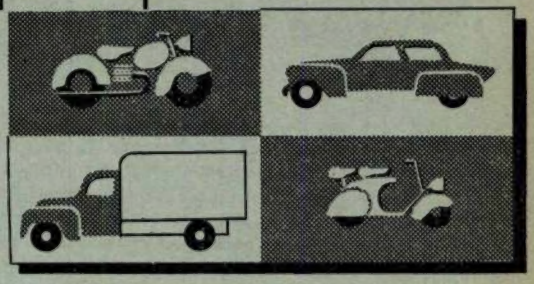
LISBOA ✦ ÉVORA ✦ PORTO ✦ AGENTES EM TODOS OS DISTRITOS

Sociedade de Pesquisas, Captações de Agua e Transportes, L.da

SEDE-LISBOA
ESCRITÓRIO:
Rua do Arsenal, nº146-2º TEL-34010
ARMAZÉM:
Rua Pereira Henriques, nº58 TEL-39238

DELEGAÇÃO
AVEIRO
Rua Visconde da Granja, nº10
ARMAZÉM:
Estrada de Cacia

Há sempre um pneu MABOR de tipo adequado a cada serviço



PNEUS DE ALTA QUALIDADE
E MAIS ECONÓMICOS!

COM UMA RÊDE DE ASSISTÊNCIA
QUE SE ESTENDE A TODO O PAÍS

MABOR

4-59

NOS POSTOS DE

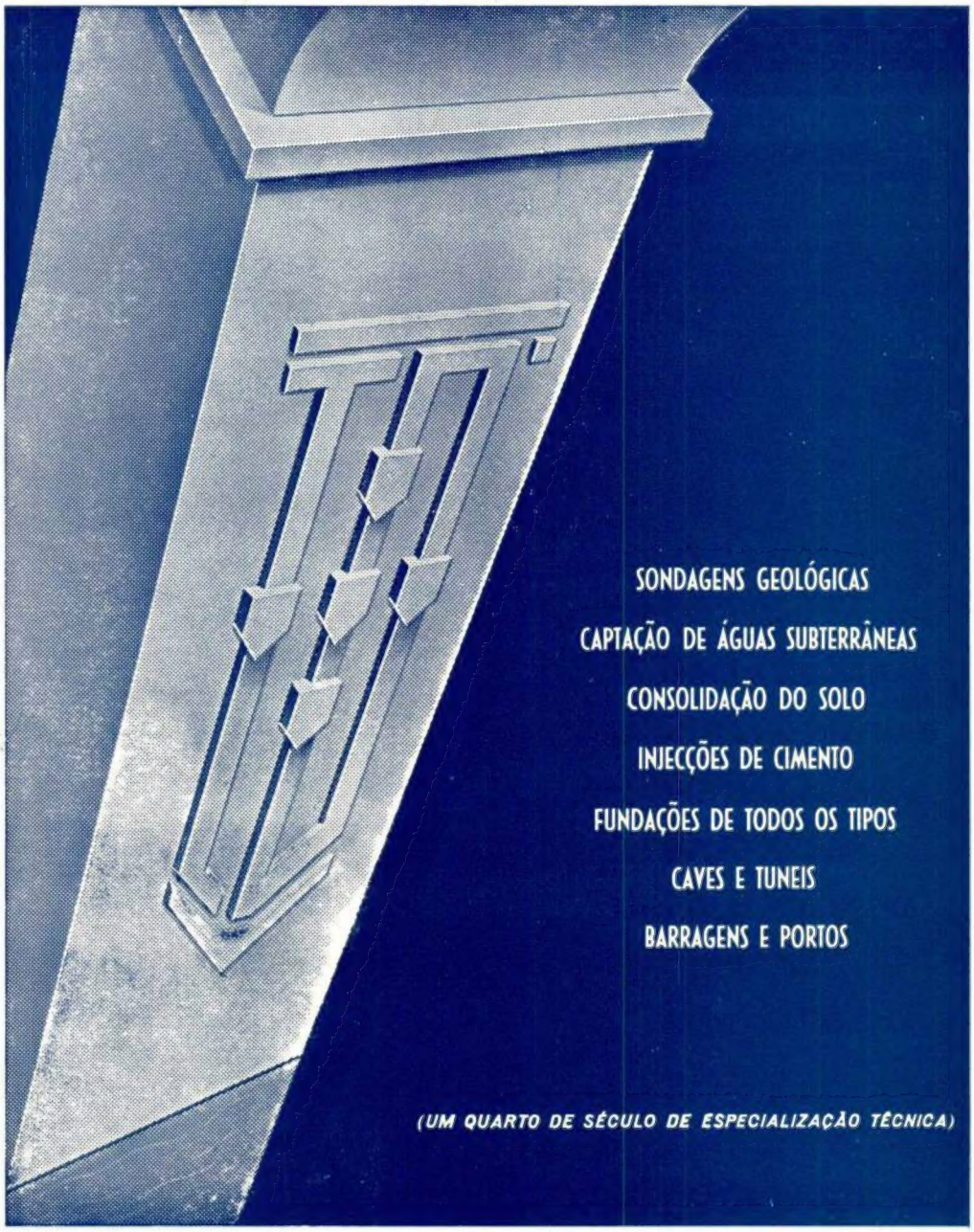
LISBOA — Largo do Andaluz, 15-C — Telefone 57162
PORTO — Praça dos Poveiros, 50 — Telefone 28271
COIMBRA — Rua da Sofia, 175 — Telefone 5253
AVEIRO • CASTELO BRANCO • COVILHÃ • FARO
SANTARÉM • VILA REAL • VISEU

Empresa de Sondagens e Fundações

TEIXEIRA DUARTE, L.DA

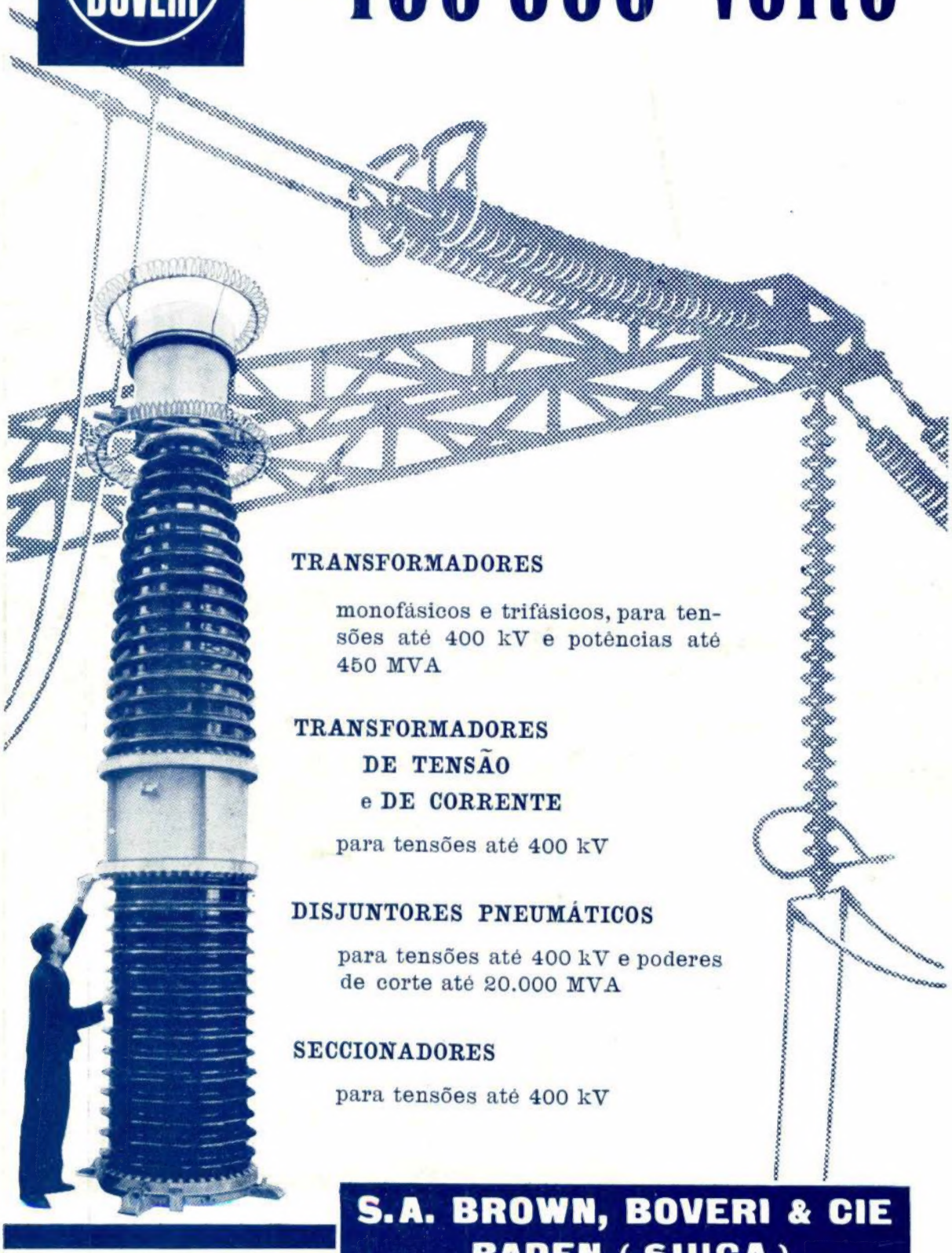
PR. DA FIGUEIRA, 18. 3.°
TELEF. 3 2774

LISBOA



BROWN BOVERI

400 000 volts



TRANSFORMADORES

monofásicos e trifásicos, para tensões até 400 kV e potências até 450 MVA

TRANSFORMADORES DE TENSÃO e DE CORRENTE

para tensões até 400 kV

DISJUNTORES PNEUMÁTICOS

para tensões até 400 kV e poderes de corte até 20.000 MVA

SECCIONADORES

para tensões até 400 kV

85175-I

S.A. BROWN, BOVERI & CIE
BADEN (SUIÇA)

Representante em Portugal e Ultramar: EDOUARD DALPHIN

Escritório: Rua de Sá da Bandeira, 481, 2.º-D. — PORTO — Telef. 23411